

工學碩士 學位論文

船體 變形 近似曲線을 이용한 推進軸系의
베어링 反力 柔軟性 評價

The Flexibility Estimation of Bearing Reaction for Propulsion
Shaft System using the Approximated Hull Deflection Curve

指導教授 金 義 玗

2008年 2月

韓國海洋大學校 大學院

機械工學科 宣 眞 碩

목 차

List of Figures	ii
List of Tables	iv
Abstract	v
 제1장 서 론	 1
1.1 연구의 배경	1
1.2 연구의 목적	3
1.3 논문의 내용 및 구성	4
 제2장 축계 정렬의 이론적 해석	 6
2.1 기본식의 유도	6
2.2 절점방정식의 해법	11
2.3 반력영향계수의 계산	13
 제3장 ANSYS를 이용한 베어링 반력 해석	 16
3.1 기본 이론	16
3.2 보의 강성방정식	19
3.3 크랭크축의 등가환봉	28
3.4 ANSYS에 의한 베어링 반력 해석 검증	30
 제4장 선체 변형 근사곡선에 대한 축계 베어링 반력해석	 35
4.1 선체 변형 예측	35
4.2 선체 변형 근사곡선	36
4.3 선체 변형 근사곡선을 이용한 실선 축계의 유연성 해석	40
 제5장 결 론	 60
참 고 문 헌	62

List of Figures

Fig. 2.1 Nonuniform section beam	6
Fig. 2.2 Coordinates system of beam element and forces of end-section	10
Fig. 2.3 Beam loaded with horizontal forces and moments	11
Fig. 2.4 Management processing of supporting points	13
Fig. 2.5 Nodal point displacement	14
Fig. 3.1 Element and node	17
Fig. 3.2 Beam subjected to positive node displacement, rotation, load and moment	20
Fig. 3.3 Relationships between signs of bending moments	20
Fig. 3.4 Beam subjected to distribution loads	21
Fig. 3.5 Deflection curve of beam	22
Fig. 3.6 Section of beam	25
Fig. 3.7 Crank shaft of 1-throw beam model	28
Fig. 3.8 Drawing of propulsion shaft system	31
Fig. 3.9 The shafting 3D-modeling for bearing reaction analysis	31
Fig. 3.10 Finite element model(FEM) grids for bearing reaction analysis	32
Fig. 3.11 Analyzed bearing reaction forces of shafting system	33
Fig. 3.12 Bearing reaction forces analyzed by various programs	34
Fig. 4.1 Expansion of an main engine deck	36
Fig. 4.2 Estimated deflection of an engine room	36
Fig. 4.3 Estimated deflection of a main engine	36
Fig. 4.4 Hull deflections under ballast still water condition	37
Fig. 4.5 Hull deflections under laden still water condition	37
Fig. 4.6 Measured bearing offset translation curves	39
Fig. 4.7 Averaged hull deflection curve	39
Fig. 4.8 Recalculated averaged hull deflection approximate curve	40

Fig. 4.9 Shafting system of 175,000 DWT bulk carrier	44
Fig. 4.10 Hull deflection approximate curves	45
Fig. 4.11 Comparison of analyzed bearing reaction forces according to the hull deflection approximate curves	45
Fig. 4.12 Shafting system of 320,000 DWT crude oil carrier	47
Fig. 4.13 Hull deflection approximate curves	48
Fig. 4.14 Comparison of analyzed bearing reaction forces according to the hull deflection approximate curves	48
Fig. 4.15 Shafting system of 159,000 DWT crude oil carrier	50
Fig. 4.16 Hull deflection approximate curves	51
Fig. 4.17 Comparison of analyzed bearing reaction forces according to the hull deflection approximate curves	51
Fig. 4.18 Shafting system of 46,000 DWT product/chemical tanker	53
Fig. 4.19 Hull deflection approximate curves	54
Fig. 4.20 Comparison of analyzed bearing reaction forces according to the hull deflection approximate curves	54
Fig. 4.21 Shafting system of 105,000 DWT product carrier	57
Fig. 4.22 Hull deflection approximate curves	57
Fig. 4.23 Comparison of analyzed bearing reaction forces according to the hull deflection approximate curves	57
Fig. 4.24 Hull deflection approximate curves	58
Fig. 4.25 Comparison of analyzed bearing reaction forces according to the hull deflection approximate curves	59

List of Tables

Table 3.1	Specifications of the propulsion shaft	31
Table 4.1	Vessel types for bearing reaction force calculation	41
Table 4.2	Acceptable bearing loads for various engine type of MAN B&W ·	41
Table 4.3	Acceptable bearing pressures for stern tube bearings and intermediate shaft bearing	41
Table 4.4	Specifications of the propulsion shaft(1)	44
Table 4.5	Hull deflection approximate value	44
Table 4.6	Specifications of the propulsion shaft(2)	47
Table 4.7	Hull deflection approximate value	47
Table 4.8	Specifications of the propulsion shaft(3)	50
Table 4.9	Hull deflection approximate value	50
Table 4.10	Specifications of the propulsion shaft(4)	53
Table 4.11	Hull deflection approximate value	53
Table 4.12	Specifications of the propulsion shaft(5)	56
Table 4.13	Hull deflection approximate data	56
Table 4.14	Hull deflection approximate data	58

The Flexibility Estimation of Bearing Reaction for Propulsion Shaft System using the Approximated Hull Deflection Curve

Jin Suk, Sun

Department of Mechanical Engineering
Graduate School, Korea Maritime University

Abstract

Basically, the shaft alignment is performed to reduce the load at the end of after stern tube bearing. However, by being what ships are being bigger and engine power is being larger, the damage of bearing in propulsion shaft system has been increased. For recently built ships, the double bottom of machinery room included engine is easy to deflect by being been thin by hull optimization, but the diameter of propulsion shaft system is opposite because engine power is being larger. As a result, damage of intermediate shaft bearing, stern tube bearings and main bearings are being increased because propulsion shaft is difficult to follow hull deflection.

Generally, there are two methods to investigate the hull deflection, one is by finite element analysis and the other is by reverse analysis measured data. The method by finite element analysis is intricate to solve it because the method needs lots of time and costs for modeling and reliability of result has limitation. After solving the bearing

reaction force using strain gage, also the hull deflection estimation by reverse analysis is too about time and costs. Moreover it is difficult to reflect and to guess measured values at design state. Also, these methods are hard to apply because hull deflection can be different according to variety of loading conditions and sea conditions.

On this study, the approximated hull deflection curve that represent deflection trend has been suggested using the data by reverse analysis. The shaft alignment flexibility for the hull deflection has been suggested the method to estimate using the approximated hull deflection curve. The reference of flexibility estimation for calculated bearing reaction has been defined by the permitted limit that is recommended by engine and bearing makers also bearing reaction by hull deflection has been calculated using ANSYS and flexibility of shafting system has been estimated. As a rule, 0mm as base line is at stern tube bearing when shaft alignment is calculated but it has been confirmed that shaft alignment is more flexible when the shafting system has the deflection value from after stern tube bearing as reference to bottom direction. By applying this result of study, the shaft alignment for next ships will be able to estimate how to follow the hull deflection and how to be influenced by hull deflection at shaft alignment analysis state using the approximated hull deflection curve.

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경

일반적으로 축계 정렬은 축심을 모두 일직선상에서 있도록 하기 위해 모든 커플링 플랜지가 평행을 이루고 서로 간에 어긋나지 않도록 배치한다. 그러나 이런 방법을 선박의 추진축계에 적용하면 프로펠러축이 외팔보로 되므로 각각의 베어링 하중이 불균일하게 될 수 있어 추진축계 베어링의 이상마멸, 중간축 베어링의 무부하 상태, 또는 과열, 감속치차 치의 마멸, 파손 등의 문제가 발생하기도 한다. 이런 문제를 해결하기 위해 1950년대 후반부터 미국 해군 함정에 대한 축계정렬 연구가 시작되어 점차 일반 선박으로 확대되었으며 1960년대 후반부터 1970년대 초반에 걸쳐 대형 조선소 및 선급협회 등에서도 활발히 검토하여 상당한 성과를 얻었다.^{[1]-[11]}

종래의 축계 정렬에 기인하는 손상은 후부 선미관 베어링의 끝부분에 과다한 부하가 발생하여 베어링이 마멸되는 경우가 대부분을 차지하고 있었으며 축계 정렬은 후부 선미관 베어링에 있어 선미쪽 끝부분 하중의 완화를 주된 목적으로 하여 설계되어 왔다. 후부 선미관 베어링의 부하가 선급협회에서 규정하는 기준치 이상인 경우 베어링을 경사 보어링 함으로써 후부 선미관 베어링의 부하가 균등하게 분포되도록 하고 있다. 후부 선미관 베어링의 분포하중에 관한 연구^{[12],[13]}는 각 선급이나 조선소에서 계속하고 있으며 현재는 선미관 베어링에 관한 축계 정렬 설계가 어느 정도 확립 되어 큰 문제는 없다.

그런데 최근에 선박이 대형화되고, 엔진출력이 증가함에 따라 기존의 결과를 적용한 선박의 추진축계 베어링의 손상이 증가하는 경향이 있다. 축계 정렬과 관련된 축계의 손상은 불충분한 분석, 선박의 설계 과정에서의 설계 변경과 축계 정렬 작업을 수행하는 조선소의 실무 경험 부족 및 제대로 정의되지 않은 분석적인 기준에서 대부분 유래한다. 이를 방지하기 위하여 선급협회

에서는 선급 규정 이외에 축계 정렬에 대한 지침서를 제공하고 있다.^{[14]-[16]}

또한 축계 정렬시에는 흘수의 변화에 의한 기관실 이중저(double bottom) 및 메인 엔진 베드의 변형, 온도 변화에 의한 메인 엔진의 열팽창에 의한 변형, 메인 엔진 베드의 강성 저하, 고출력화에 의한 추진축의 강성 증가 등을 고려하여야 할 필요가 증가하고 있다. 최근에 건조되는 선박을 보면 메인 엔진을 포함한 기관실 이중저는 선체 최적화에 의해 두께가 얇아져 변형이 쉬운 반면, 추진축계는 엔진의 고출력화로 인하여 전달 장치인 축계의 직경이 증가하여 변형하기 어렵게 되고 있기 때문이다. 따라서 추진축은 선체의 변형과 메인 엔진의 변형을 추종할 수 없고, 베어링 간격이 좁을 경우 정렬 변화에 대한 감도가 대단히 높게 되어 중간축 베어링, 선미관 베어링 및 메인 엔진 베어링에 손상이 발생할 수도 있다.

이에 대한 대책으로 대형 2행정 디젤엔진의 열팽창을 고려하여 축계 정렬 해석의 정밀도를 높이기 위한 연구가 발표되었고^[17], 선체 변형에 관한 연구도 최근 미국선급협회에서 수행되었다.^[18] 일반적으로 선체 변형을 구하는 방법으로는 크게 유한요소해석과 같은 해석적인 방법과 측정 결과를 역분석하여 평가하는 방법이 있다. 미국선급협회에서는 해석적인 방법이 많은 시간과 비용을 필요로 함으로 스트레인 게이지를 이용하여 베어링 반력을 구한 후, 이를 역분석하여 선체 변형을 유추하는 방법을 발표하였다.^{[19]-[27]} 그러나 이 방법도 베어링 반력 측정에 많은 시간과 비용이 들며 선박 설계 단계에서는 축계 정렬 해석에 반영하기가 어렵고 측정된 조건에 대해서만 선체 변형을 유추할 수 있는 한계가 있다.

선체의 변형은 여러 가지 운항조건 및 바다의 상태에 따라 달라질 수 있으므로 축계 정렬 해석 시에 선체 변형에 따른 축계 정렬의 유연성을 선박 설계 단계에서 평가할 수 있으면 좀 더 신뢰성 있는 축계 정렬이 가능할 것으로 생각된다. 즉 선체 변형이 축계의 베어링 반력에 어떠한 영향을 주고, 축계 정렬이 어느 정도의 선체 변형까지 추종하는지에 대한 유연성 평가가 가능하면

선체 변형에 따른 베어링 반력의 허용 하중의 여유정도를 알 수 있고, 또한 여러 상황에 유연하게 대응할 수 있는 축계 설계 방안을 제시할 수 있을 것으로 판단된다.

1.2 연구의 목적

최근에 축계 정렬과 관련된 손상의 사례가 크게 증가하고 있다. 선급협회에서는 선급 규정 이외에 축계 정렬에 대한 지침서를 제공하고 있다. 축계 정렬 분석은 정렬 과정의 첫 번째 단계이기 때문에 추진축계와 주 구동장치에 민감한 영향을 미치지 않고 여유 있는 허용범위를 갖추도록 설계를 하는 것이 중요하다.

선체 변형에 대한 고려는 축계 정렬 과정에서 가장 중요한 과제중의 하나다. 그러나 선체 변형은 일정한 크기로 정해진 것이 아니고 선박의 해상 운항조건과 여타 선체 적하 조건의 함수라고 할 수 있다. 따라서 선체 변형의 고려는 신뢰할 수 있는 축계 정렬 설계를 위해 필요하고 결과적으로 문제 발생이 적은 정렬 작업을 위해서 중요하게 된다.

선체 변형 자료는 발라스트, 만재 상태 그리고 모든 운항 조건들에 있어 수용 가능한 베어링 반력을 보장할 수 있는 베어링 읍셋을 결정하기 위하여 설계 단계에서 분석이 필요하다. 선체 변형은 해석적인 방법이나 측정 데이터를 이용한 역분석으로 예측할 수 있다. 해석적인 방법은 수행하는데 많은 시간과 비용을 필요로 하며 유한요소법 등으로 해석하기 위해서는 복잡하고 상세한 모델링이 필요하다. 특히 선미부분과 기관실, 엔진과 축계에 대한 포괄적인 모델링이 요구된다. 축계 정렬만을 위하여 유한요소법으로 선체 변형을 해석하는 경우는 드물며 대부분 기존 설치된 축계 정렬에 관련된 문제가 생길 때 그 문제를 해결하기 위해 행하고 있다. 미국선급협회에서는 축계 베어링 하중을 측정하고 이를 역분석하여 선체 변형을 추정하였다.

본 연구에서는 역분석된 선체 변형 데이터를 이용하여 선체 변형의 정성적 경

향을 나타낼 수 있는 근사곡선을 구현하고 이를 이용하여 축계 정렬의 유연성 정도를 평가하는 방법을 제시하고자 한다. 먼저 선체 변형 근사곡선은 역분석된 데이터를 이용하여 하나의 곡선으로 정의하고 이를 이용하여 여러 선체 변형에 따르는 추진축계곡선을 유추한다. 그리고 선체 변형에 따른 축계 정렬 해석 결과가 어느정도 유연성이 있는지에 대한 평가 방법을 제시한다. 유연성 평가의 기준은 해석된 베어링 반력값이 메인 엔진기술사와 베어링 제작사에서 제공하는 허용값 범위 내에 있는 조건으로 한다. 축계 정렬 해석은 기존의 프로그램과 ANSYS를 비교 검증한 후 ANSYS를 이용하여 베어링 반력 해석을 수행한다.

1.3 논문의 내용 및 구성

본 논문은 총 5장으로 1장에서는 연구의 배경, 연구의 목적, 논문의 내용 및 구성으로 되어있다.

2장은 축계 배치의 이론적 해석 방법에 대해서 설명한다. 이러한 해석에는 여러 가지가 방법이 있으나 일반적으로 일반재료역학에서 부정정보 문제를 다루는데 많이 이용되는 3연모멘트정리에 의한 방법, 복잡한 구조물해석에 널리 이용되는 매트릭스 구조해석법에 의한 방법 및 보의 응력이나 진동해석에 이용되는 전달매트릭스법에 의하는 방법 등이 널리 이용되고 있다.^{[28]-[32]} 이 장에서는 본 연구에서 적용한 매트릭스 구조해석법에 대해서 설명한다.

3장에서는 유한요소 해석 프로그램을 이용하여 베어링 반력을 구하는 방법을 기술하고 있다. 우선 유한요소 해석의 기본 이론과 해석에서 사용된 보의 강성 방정식에 대해 기술하며, 축계 정렬 계산에서 크랭크축 부분을 등가환봉으로 치환하는 간단한 수식을 소개한다. 그리고 축계를 등가환봉으로 치환하여 실제 선박의 축계에 범용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS를 사용하여 구한 베어링 반력 값의 결과를 보여준다. 이를 기존의 계산에 사용되는 프로그램과 비교 검토하여 그 타당성을 검증한다.

4장에서는 측정된 데이터를 이용하여 선체 변형 근사곡선을 구하는 방법을 소개한다. 그 선체 변형 근사곡선을 이용하여 축계 정렬의 해석을 각각의 메인 엔진과 축계 사양이 다른 실제 선박, 즉 17만 5천톤급 살물선, 32만톤급 대형 원유 운반선, 15만 9천톤급 원유 운반선, 4만 6천톤급 석유/화학 운반선, 10만 5천톤급 정유 운반선에 대해 선체 변형에 따른 베어링 반력을 해석하고 평가한다. 이러한 계산의 결과를 검토하여 축계 정렬 계산 시에 선체 변형이 미치는 영향을 엔진 메이커에서 제공하는 메인 엔진 베어링 반력 허용치를 이용하여 각 호선 별로 추진축계의 유연성을 알아본다.

마지막으로 5장에서는 본 연구에서 얻은 결과를 요약하고 향후 연구 방향을 제시한다.

제 2 장 축계 정렬의 이론적 해석

베어링 반력의 이론적 해석에 이용되는 방법에는 여러 가지가 소개되고 있으나 본 논문에서는 복잡한 구조 해석에 널리 이용되는 매트릭스 구조해석법에 의한 방법이 축계 정렬의 비교 검증을 위해 사용되었으며 이에 관하여 설명하고자 한다.

2.1 기본식의 유도

2.1.1 횡하중과 모멘트하중을 받는 부등 단면보의 절점방정식

최근 프레임이나 연속체의 구조 역학적 해석법으로서 매트릭스법이 많이 이용되고 있는데 이것의 기초가 되는 것은 강성 매트릭스(stiffness matrix)이다.

Fig. 2.1(a)와 같은 부등 단면보를 등단면으로 간주할 수 있을 정도까지 미세한 구간으로 세분하고 각 구간마다 강성매트릭스를 비롯하여 외력의 벡터, 단면력의 벡터 등을 구하면 절점방정식은 식(2.1)과 같이 나타낼 수 있다.

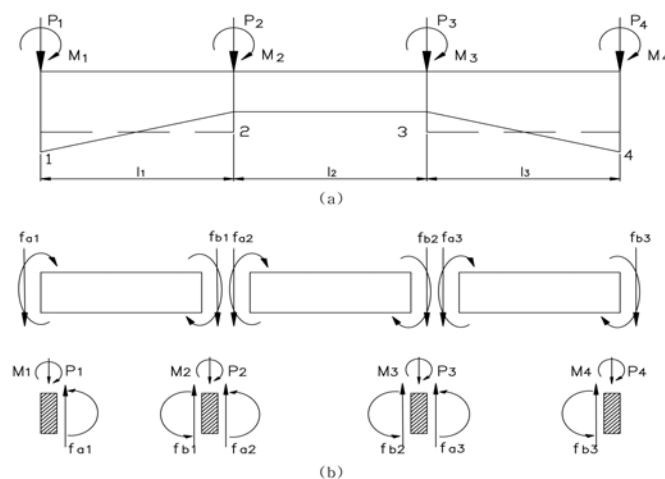


Fig. 2.1 Nonuniform section beam

$$f_{a1} = k_{aa1}U_{a1} + k_{ab1}U_{b1} + f_{fa1} \quad (2.1)$$

$$f_{b1} = k_{ba1}U_{a1} + k_{bb1}U_{b1} + f_{fb1}$$

$$f_{a2} = k_{aa2}U_{a2} + k_{ab2}U_{b2} + f_{fa2}$$

$$f_{b2} = k_{ba2}U_{a2} + k_{bb2}U_{b2} + f_{fb2}$$

$$f_{a3} = k_{aa3}U_{a3} + k_{ab3}U_{b3} + f_{fa3}$$

$$f_{b3} = k_{ba3}U_{a3} + k_{bb3}U_{b3} + f_{fb3}$$

여기서, $f_{a1}, f_{b1}, \dots, f_{b3}$ 은 각 절점에 작용하는 외력, k_{aa1} 은 a점에 단위변위를 일으키기 위하여 a₁점에 가하여야할 힘, U_{a1} 은 a₁점의 변위, k_{ab1} 은 a점에 단위변위를 일으키기 위하여 b₁점에 가하여야할 힘, U_{b1} 은 b₁점의 변위이다. f_{fa1} 은 a₁단의 고정단 단면력(양단 a, b를 고정하였을 때 작용외력에 의하여 a, b단에 생기는 단면력)이다. 여타의 식에서도 동일하게 정의된다. Fig. 2.1(b)를 참조하면 식(2.2)와 같이 된다.

$$f_{a1} = P_1, \quad f_{b1} + f_{a2} = P_2, \quad f_{b2} + f_{a3} = P_3, \quad f_{b3} = P_4 \quad (2.2)$$

또한, 부재단의 변위는 이것이 연결되는 절점의 변위와 같으므로 식(2.3)과 같이 된다.

$$U_{a1} = U_{p1}, \quad U_{b1} = U_{a2} = U_{p2}, \quad U_{b2} = U_{a3} = U_{p3}, \quad U_{b3} = U_{p4} \quad (2.3)$$

여기서 $P_1 \sim P_4$ 는 절점에 작용하는 외력, $U_{p1} \sim U_{p4}$ 는 절점의 변위로서 각각 f_a, f_b 와 U_a, U_b 와 같은 내용의 성분을 갖는 벡터이다. 식(2.1)을 식(2.2)에 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
k_{aa1}U_{a1} + k_{ab1}U_{b1} &= P_1 - f_{fa1} \\
k_{ba1}U_{a1} + k_{bb1}U_{b1} + k_{aa2}U_{a2} + k_{ab2}U_{b2} &= P_2 - f_{fa2} - f_{fb1} \\
k_{ba2}U_{a2} + k_{bb2}U_{b2} + k_{aa3}U_{a3} + k_{ab3}U_{b3} &= P_3 - f_{fa3} - f_{fb2} \\
k_{ba3}U_{a3} + k_{bb3}U_{b3} &= P_4 - f_{fb3}
\end{aligned}$$

위의 식 U_{a1}, U_{b1}, \dots 을 식(2.3)을 이용하여 $U_{p1} \sim U_{p4}$ 로 치환하면 다음 식 (2.4)와 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} k_{aa1} & k_{ab1} & 0 & 0 \\ k_{ba1} & k_{bb1} + k_{aa2} & k_{ab2} & 0 \\ 0 & k_{ba2} & k_{bb2} + k_{aa3} & k_{ab3} \\ 0 & 0 & k_{ba3} & k_{bb3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{p1} \\ U_{p2} \\ U_{p3} \\ U_{p4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_{fa1} + 0 \\ f_{fa2} + f_{fb1} \\ f_{fa3} + f_{fb2} \\ 0 + f_{fb3} \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

식(2.4)가 Fig. 2.1(a)의 보의 절점방정식이다. 우변의 최초의 벡터는 절점에 작용하는 외력이고 제2의 벡터는 각 부재의 고정단 단면력을 절점마다 모은 것으로서 각 부재의 중간에 작용하는 외력을 절점하중으로 변환한 것이다. 좌변의 계수 행렬은 보 전체의 강성 매트릭스이다. 식(2.1)에 대입하면 각 부재의 부재단 단면력 $f_{fa1} \sim f_{fb3}$ 등을 구할 수 있다.

2.1.2 횡하중과 모멘트하중을 받는 보의 강성매트릭스

부재 AB에 대하여 Fig. 2.2와 같이 좌표계를 정하고 좌표의 방향과 부재에 작용하는 단면력의 방향을 일치시킨다.

보의 길이를 l , 종탄성계수를 E , 단면 2차 모멘트를 I 라 하면 강성매트릭스는 식(2.5)와 같이 된다. 이러한 관계식은 Castigliano의 정리와 Maxwell-Betti의 상반정리를 이용하면 비교적 간단하게 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} S_a \\ M_a \\ S_b \\ M_b \end{bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_a \\ \theta_a \\ V_b \\ \theta_b \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

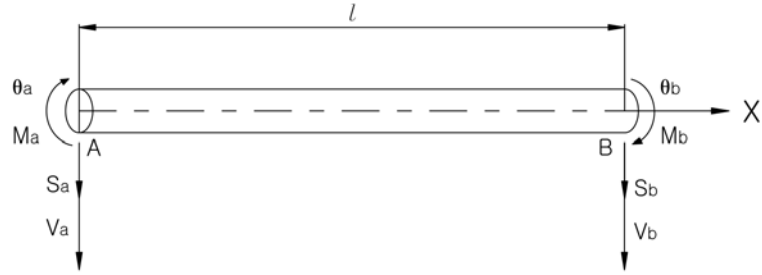


Fig. 2.2 Coordinates system of beam element and forces of end-section

따라서 횡하중(S_a, S_b)과 모멘트하중(M_a, M_b)을 받는 보의 기본식은

$$\begin{bmatrix} S_a \\ M_a \\ \dots \\ S_b \\ M_b \end{bmatrix} = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & \vdots & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & \vdots & -6l & 2l^2 \\ \dots & \dots & \vdots & \dots & \dots \\ -12 & -6l & \vdots & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & \vdots & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_a \\ \theta_a \\ \dots \\ V_b \\ \theta_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} S_{fa} \\ M_{fa} \\ \dots \\ S_{fb} \\ M_{fb} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

여기서, $S_{fa}, S_{fb}, M_{fa}, M_{fb}$ 는 각 절점에서의 외력에 의한 횡하중과 모멘트 하중을 나타낸다. 식(2.6)을 간략하게 표시하면 식(2.7)과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} f_a \\ f_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{aa} & k_{ab} \\ k_{ba} & k_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_a \\ U_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} f_{fa} \\ f_{fb} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

연속보를 임의의 부재로 n분할하였을 때 각 부재에 대하여 식(2.5)를 구하고 이들을 합성하여 전체 보에 대한 종합 강성 매트릭스를 구한다. 종합강성

매트릭스는 식(2.4)의 좌변에 보이는 바와 같이 첫 번째 부재와 두 번째 부재의 강성매트릭스를 합성하여 구한다. 이때 첫 번째 부재의 U_a 는 두 번째 부재의 U_b 와 같으므로 첫 번째 부재의 강성매트릭스의 k_{ab} 과 두 번째 부재의 강성매트릭스의 k_{ba} 를 합하면 된다. 이와 같이 순차적으로 종합하면 전체구조물에 대한 종합강성매트릭스를 구할 수 있다.

2.1.3 횡하중과 모멘트하중을 받는 보의 고정단 단면력

식(2.6)의 등은 다음과 같이 계산되며 식(2.8)~식(2.11)의 각 기호는 Fig 2.3에 의한다.

$$S_{fa} = - \int_0^l \frac{(l-x)^2(l+2x)}{l^3} p_{(x)} dx + \int_0^l \frac{6(l-x)x}{l^3} N_{(x)} dx \quad (2.8)$$

$$M_{fa} = -l \int_0^l \frac{(l-x)^2 x}{l^3} p_{(x)} dx - \int_0^l \frac{(l-x)(l-3x)}{l^2} N_{(x)} dx \quad (2.9)$$

$$S_{fb} = - \int_0^l \frac{x^2(3l-2x)}{l^3} p_{(x)} dx - \int_0^l \frac{6x(l-x)}{l^3} N_{(x)} dx \quad (2.10)$$

$$M_{fb} = -l \int_0^l \frac{x^2(l-x)}{l^3} p_{(x)} dx + \int_0^l \frac{x(2l-3x)}{l^3} N_{(x)} dx \quad (2.11)$$

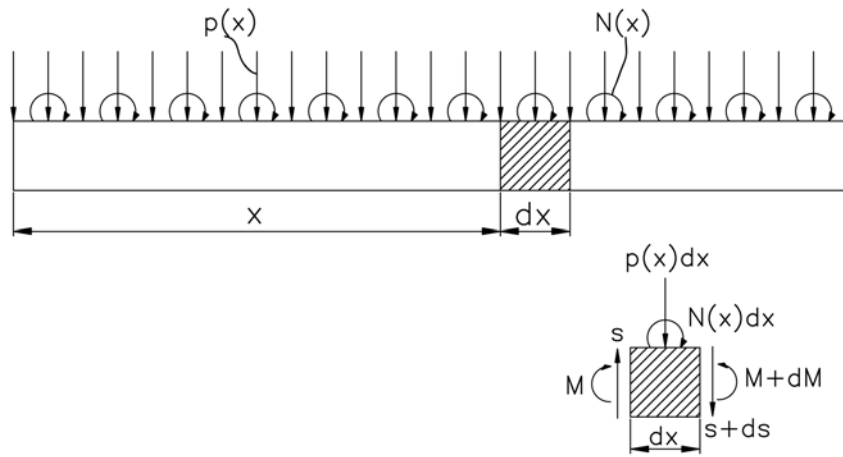


Fig. 2.3 Beam loaded with horizontal forces and moments

2.2 절점방정식의 해법

2.2.1 절점방정식의 해법

횡하중과 모멘트하중을 받는 부등단면보를 n 분할하여 앞의 방법으로 절점방정식을 구하면 차수는 $(2n+2)$ 로 된다. 따라서 통상의 박용기관 축계에 있어 단면의 변화가 있는 곳과 지지점 등에 절점을 설치할 경우 절점방정식에 포함되는 매트릭스의 차수는 최소한 수 십차로 복잡하게 된다. 식(2.4)를 간단하게 표현하면 식(2.12)와 같다.

$$KU = P - f \quad (2.12)$$

여기에서 f 를 좌변으로 이항하여 정리하면 식 (2.13)과 같이 된다.

$$P = KU + f \quad (2.13)$$

여기에서, \mathbf{K} 의 역 매트릭스는 유연 매트릭스(flexibility matrix)가 되는데 이를 식(2.12)의 좌측에 곱하면 식(2.14)가 된다.

$$\mathbf{U} = \mathbf{K}^{-1}(\mathbf{P} - \mathbf{f}) \quad (2.14)$$

식(2.14)로부터 각 절점의 변위(상하변위와 각변위)가 구하여진다.

각 지지베어링의 반력은 일반적으로 일종의 외력이므로 \mathbf{P} 항 중에 포함되며, 따라서 식(2.14)의 결과를 식(2.13)에 대입하면 \mathbf{P} 항, 즉 미지의 지점반력이 구하여진다.

2.2.2 지점의 처리

Fig. 2.4와 같이 절점 ①에 지점이 있는 경우에는 변위 V_1 이 영이고 지점 반력 $-R_1$ (아래 방향의 힘을 +로 취하고 있으므로 반력은 -이다.)이 생긴다. 반력도 작용외력의 일종이므로 하중항 \mathbf{P} 에 포함시켜야 한다. 그러나 계산 초기에 있어 반력은 미지수이므로 이것을 우변에 그대로 둘 수 없으며 좌변으로 옮기든가 R_1 을 포함하는 방정식을 제거할 필요가 있다. 제거하는 것이 강성매트릭스가 대칭으로 되어 계산이 편리하게 된다.

행을 제거하는 조작은 강성매트릭스의 제1행의 요소를 영으로 놓으면 된다(Fig 2.4(b)참조), 또한 변위를 영으로 하는 대신에 강성매트릭스의 제1열을 영으로 한다.

이상의 결과를 정리하면 지점의 처리는 그 지점과 같은 번호의 강성매트릭스의 행과 열의 요소를 영으로 놓으면 된다. 이 때 행과 열이 모두 영으로 된 강성매트릭스는 역매트릭스 계산이 불가능하므로 이것을 축소시켜 역매트릭스를 계산한 다음 다시 원상태로 확대하면 된다. 그러나 실제 전산프로그램 작성상에 이 조작은 상당히 번잡하므로 행과 열을 영으로 한 다음

대각요소만을 1로 놓아 역매트릭스를 계산하는 것이 편리하다.

지점이 절점⑤와 같이 탄성 지지되는 경우에는 절점의 변위에 비례하는 반력 $R_5 = KV_5$ (K 는 스프링정수)가 생긴다. 이것도 하중항 \mathbf{P} 에 포함시켜야 하는데 V_5 을 포함하는 항을 우변에 둘 수 없다. 이것을 좌변으로 옮겨서 강성매트릭스의 (5.5)요소에 K 를 합산하면 된다. 이와 같은 방법으로 각 지지점의 반력을 계산할 수 있다.

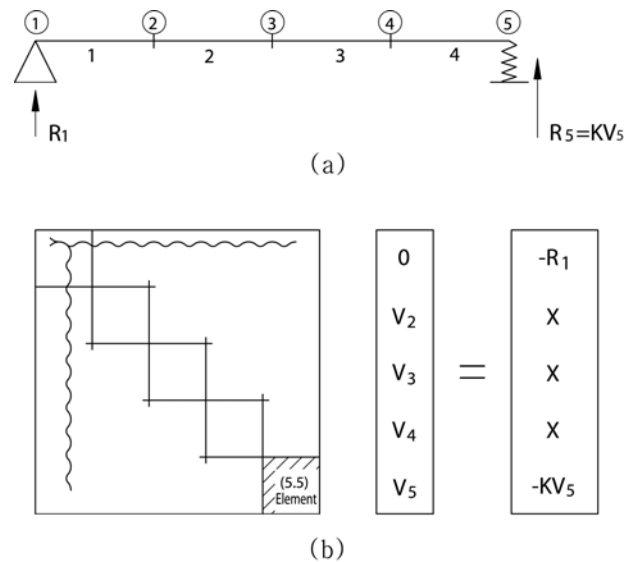


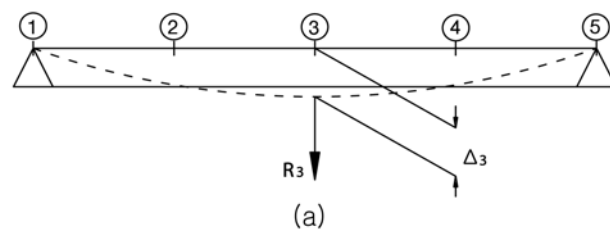
Fig. 2.4 Management processing of supporting points

2.3 반력 영향계수의 계산

지금 어떤 절점이 주어진 양만큼 이동하였을 경우 다른 절점의 상태치는 어떻게 변할 것인가 하는 문제를 생각하여 보기로 한다. 가령 축계의 중간 지점이 침하하였을 경우 각 부분의 단면력, 또는 다른 지점의 지지하중변화를 구하는 문제가 여기에 해당한다.

Fig. 2.5(a)에 보이는 바와 같이 절점 ③이 Δ_3 만큼 변위한다고 한다. 이

변위를 일으키기 위해서는 절점③에 외력 R_3 을 작용시킬 필요가 있다. 따라서 이 경우의 식(2.13)은 Fig 2.5(b)와 같이 된다. Δ_3 은 기지량, R_3 은 미지량이다. 기지량은 우변으로 옮기고 미지량을 포함하는 방정식을 제거하면 Fig. 2.5(c)와 같이 변형된다.



•	•	k_{13}	•	•
•	•	k_{23}	•	•
k_{31}	k_{32}	k_{33}	k_{33}	k_{33}
•	•	k_{43}	•	•
•	•	k_{53}	•	•

V_1
V_2
Δ_3
V_4
V_5

 $=$

0
0
R_3
0
0

(b)

•	•	0	•	•
•	•	0	•	•
0	0	1	0	0
•	•	0	•	•
•	•	0	•	•

V_1
V_2
V_3
V_4
V_5

 $=$

$-k_{13}\Delta_3$
$-k_{13}\Delta_3$
Δ_3
$-k_{13}\Delta_3$
$-k_{13}\Delta_3$

(c)

Fig. 2.5 Nodal point displacement

구체적으로 설명하면 식(2.12)의 강성매트릭스의 제3열에 $-\Delta_3$ 을 곱하여 우변의 하중항을 만들어서 절점3에 대한 지점의 처리를 행하면 된다. 다만

강성매트릭스의 3행과 3열의 요소를 모두 0으로 하면 V_3 의 값(이것은 Δ_3 이다)이 바르게 구하여지지 않는다. 이 모순을 피하기 위하여 Fig. 2.5(c)와 같이 강성매트릭스의 (3.3)요소를 1, 하중항 벡터의 제 3요소를 Δ_3 으로 하여 풀거나 강성매트릭스의 (3.3)요소를 0으로 한 채 뿐 다음 V_3 를 Δ_3 으로 변경하도록 한다.

이와 같은 방법으로 각 지점이 순차적으로 단위변위 만큼 변화를 일으킬 경우 각 지점의 지지하중(반력)의 변화가 반력영향계수이다.^[32]

제 3 장 ANSYS를 이용한 베어링 반력 해석

이 장에서는 유한요소법에 의한 축계 베어링 반력 해석 방법에 대해 기술한다. 유한요소법에 대한 기본적인 이론^[33]을 제시하고, 등가축계를 이용하여 축계의 베어링 반력을 해석하는 방법을 소개한다. 그리고 실선 축계의 등가축계를 이용하여 조선소나 선급에서 사용하고 있는 프로그램으로 해석한 결과와 비교하여 ANSYS를 통한 베어링 반력 해석과의 차이를 알아본다. 그 결과로 본 논문에서 해석에 수행한 ANSYS 프로그램의 타당성을 검증한다.

3.1 기본 이론

유한요소해석은 먼저 구조물 내의 무한개의 미지수 점들을 유한개의 이산화 된 위치들을 절점(node)으로 나타내고, 이들 간에 서로 유기적인 관계를 맺어주는 요소(element)를 이용하여 전체 구조물이나 실제의 물리적 시스템을 절점들의 변위를 미지수로 하는 연립방정식을 유도한다. 그리고 이를 계산하여 각 절점에서의 변위를 구함으로써 구조물 내의 임의의 점에서의 변위, 응력, 변형률 등의 결과 값을 수치적인 근사화를 통해서 얻어내는 것을 말한다. 요소라는 것은 도식적으로 Fig. 3.1과 같이 절점과 절점들을 연결하는 블록의 형태를 가지고 있지만 실제로는 각 절점들 간의 정보를 나타내는 정보의 집합이라고 할 수 있다.

유한요소해석의 흐름을 이해하기 위한 기본적인 이론식이 있다. 우선 재질이 등방성(Isotropic)인 선형탄성 재료에 대하여 응력과 변형률의 관계를 후크의 법칙(Hook's Law)에 의하여 다음 식(3.1)~(3.6)과 같이 나타낼 수 있다.

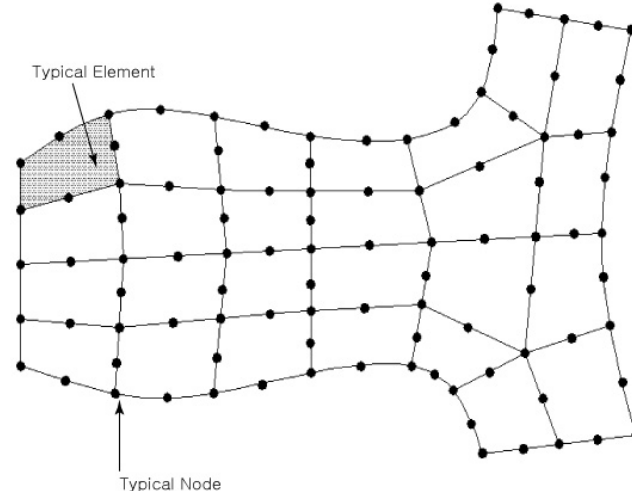


Fig. 3.1 Element and node

$$\epsilon_x = \frac{1}{E}[\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (3.1)$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E}[\sigma_y - \nu(\sigma_z + \sigma_x)] \quad (3.2)$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E}[\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (3.3)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{2(1+\nu)}{E}\tau_{xy} \quad (3.4)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{2(1+\nu)}{E}\tau_{yz} \quad (3.5)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{2(1+\nu)}{E}\tau_{zx} \quad (3.6)$$

여기서, E는 재료의 탄성계수(Young's modulus), ν 는 프와송비(Possion ratio)이며, 이 값들은 실험을 통해 얻어진 상수 값이다. 위 식들을 나중에 유한요소해석에 사용하기 위하여 선형대수(행렬)식으로 표현하면 식(3.7)과 같이 정리할 수 있으며, 이 행렬식의 역은 다음 식(3.8)과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} \quad (3.7)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{1+\nu} \begin{bmatrix} \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{\nu}{1-2\nu} & \frac{1-\nu}{1-2\nu} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (3.8)$$

이 식에서 E 와 ν 는 상수이므로 임의의 점에서의 변형률을 구하면 그 점에서의 응력도 쉽게 계산할 수 있음을 알 수 있다. 식(3.8)을 간단히 축약하여 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\{\sigma\} = [D] \{\epsilon\} \quad (3.9)$$

여기에서, $\{\sigma\}$ 와 $\{\epsilon\}$ 는 응력과 변형률 벡터, $[D]$ 는 탄성행렬(Elasticity matrix)이다.

2차원 응력의 상태에서 임의의 점에서의 변형률을 구하면 되는데, 다음의 식으로 나타낼 수 있고 행렬식으로 표현을 하면 식(3.10)으로 쓸 수 있다. 이 식에서는 임의의 점에서의 변위량을 안다면 그 점에서의 변형률을 구할 수 있다는 것을 보여주고 있다.

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad \epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}$$

$$\{\underline{\epsilon}\} = \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} \quad (3.10)$$

3.2 보의 강성 방정식

이 절에서는 본 논문에서 사용한 단순보 요소에 대한 강성행렬을 설명한다. 보는 비틀이나 축 방향 효과 보다는 굽힘 효과를 뚜렷하게 보여주는, 횡 하중을 받는 길고 가는 구조 부재이다. 이 굽힘 변형은 횡 방향 처짐과 회전으로 나타낸다. 따라서 절점당 자유도는 횡방향 처짐과 회전으로 정의된다.

Fig. 3.2의 보 요소를 보면, 보는 길이가 L 이고 축방향 국부좌표 \hat{x} 와 횡방향 국부좌표 \hat{y} 가 있다. 횡방향 국부 절점변위는 \hat{d}_{iy} 이고, 회전은 $\hat{\phi}_i$ 이다. 또, Fig. 3.2에서와 같이 절점하중은 \hat{f}_{iy} 로, 그리고 굽힘 모멘트는 \hat{m}_i 로 주어지며, 모든 축 방향 영향을 고려하지 않는다.

모든 절점에서 다음과 같은 부호 규약이 쓰인다.

- 가. 모멘트는 반 시계방향이 양의 방향이다.
- 나. 회전은 반 시계방향이 양의 방향이다.
- 다. 하중은 양의 \hat{y} 방향이 양의 방향이다.
- 라. 변위는 양의 \hat{y} 방향이 양의 방향이다.

Fig. 3.3은 단순보 이론에서 쓰이는 양의 전단력 \hat{V} 와 굽힘 모멘트 \hat{m} 에 대

한 부호규약을 나타내고 있다. 기본적인 선형 탄성보의 거동을 지배하는 미분 방정식은^[34] 다음과 같이 유도된다. Fig. 3.4에 나타나 있는 분포하중 $w(\hat{x})$ (하중/길이)을 받는 보를 보면, 보의 미소 요소에 대한 힘과 모멘트의 편형으로부터 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

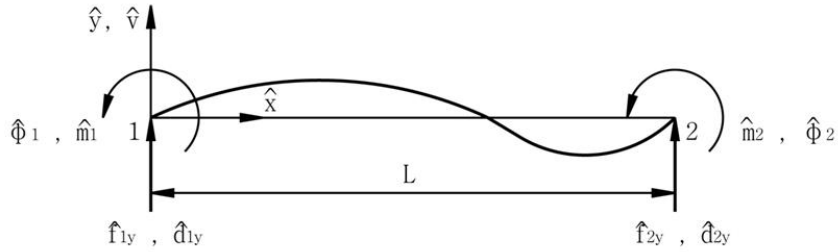


Fig. 3.2 Beam subjected to positive node displacement, rotation, load and moment

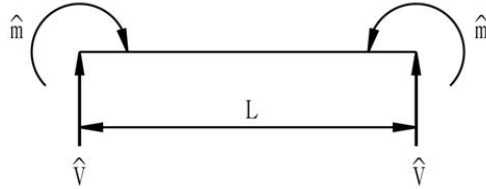


Fig. 3.3 Relationships between signs of bending moments and signs of shear force

$$-w\hat{dx} + dV = 0 \quad \text{or} \quad w = -\frac{dV}{d\hat{x}} \quad (3.11)$$

$$V\hat{dx} + dM = 0 \quad \text{or} \quad V = \frac{dM}{d\hat{x}} \quad (3.12)$$

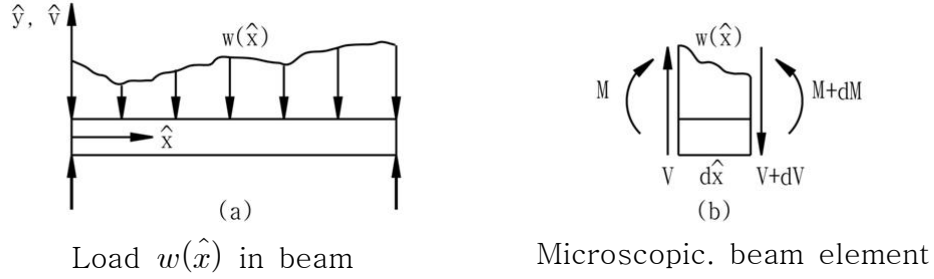


Fig. 3.4 Beam subjected to distribution loads

또한, 보의 곡률 k 와 모멘트의 관계는 다음과 같다.

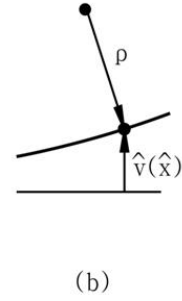
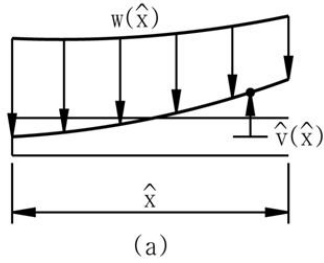
$$k = \frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (3.13)$$

여기서 ρ 는 Fig. 5.5에 있는 처짐 곡선의 반경이고, \hat{v} 는 \hat{y} 방향의 횡방향 변위 함수이고(Fig. 5.5 (a) 참조), E 는 탄성 계수, 그리고 I 는 \hat{z} 축에 대한 주관성 모멘트이며, 여기서 \hat{z} 축은 \hat{x} 축과 \hat{y} 축에 모두 수직이며, 미소 기울기 $\theta = d\hat{v}/d\hat{x}$ 에 대한 곡률은 다음과 같이 주어진다.

$$k = \frac{d^2 \hat{v}}{d\hat{x}^2} \quad (3.14)$$

식(3.13)에서 식(3.14)를 이용하면 다음을 얻을 수 있다.

$$\frac{d^2 \hat{v}}{d\hat{x}^2} = \frac{M}{EI} \quad (3.15)$$



Part of deflection curve of beam Radius of curvature in $\hat{v}(\hat{x})$

Fig. 3.5 Deflection curve of beam

M 에 대해서 식(3.15)를 풀고, 이 결과를 식(3.12)와 식(3.11)에 대입하면 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{d^2}{dx^2}(EI \frac{d^2 \hat{v}}{dx^2}) = -w(\hat{x}) \quad (3.16)$$

EI 가 일정하고 절점에서만 힘과 모멘트가 작용한다면 식(3.16)은 다음과 같이 된다.

$$EI \frac{d^4 \hat{v}}{dx^4} = 0 \quad (3.17)$$

이제 다음 단계를 따라서 보 요소에 대한 강성행렬과 방정식을 유도하고 나서 보에 대한 완전한 해를 구하는 과정을 설명할 것이다.

제 1단계 : 보요소 형태의 선정

각 요소 끝에 절점 번호를 붙이고, 일반적으로 요소 번호를 붙이는 것으로

보를 나타낸다(Fig. 3.2 참조).

제 2단계 : 변위 함수의 선택

요소의 길이에 걸쳐서 횡 방향 변위를 다음과 같이 가정한다.

$$\hat{v}(\hat{x}) = a_1 \hat{x}^3 + a_2 \hat{x}^2 + a_3 \hat{x} + a_4$$

완전한 3차 변위 함수인 식(3.18)은 모두 4개의 자유도(각 절점에서 하나의 횡 방향 변위와 하나의 미소 회전)가 있으므로 적합하다. 또한, 이 3차 함수는 기본적인 보의 미분 방정식을 만족시키기 때문에 타당하게 선택된 것이다. 그리고 3차 함수는 두 요소들에 의해 공유되는 절점들에서의 변위와 기울기의 연속 조건을 만족시킨다.

2.2절에서와 같은 방법을 이용하면, \hat{v} 를 절점의 자유도인 \hat{d}_{1y} , \hat{d}_{2y} , $\hat{\phi}_1$, $\hat{\phi}_2$ 의 함수로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\hat{v}(0) = \hat{d}_{1y} = a_4 \quad (3.19)$$

$$\frac{d\hat{v}(0)}{d\hat{x}} = \hat{\phi}_1 = a_3$$

$$\hat{v}(L) = \hat{d}_{2y} = a_1 L^3 + a_2 L^2 + a_3 L + a_4$$

$$\frac{d\hat{v}(L)}{d\hat{x}} = \hat{\phi}_2 = 3a_1 L^2 + 2a_2 L + a_3$$

a_1 부터 a_4 까지를 절점의 자유도에 관해서 식(3.19)를 풀고 이를 식(3.18)에 대입하면 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}\hat{v} = & \left[\frac{2}{L^3}(\hat{d}_{1y} - \hat{d}_{2y}) + \frac{1}{L^2}(\hat{\Phi}_1 + \hat{\Phi}_2) \right] x^3 \\ & + \left[-\frac{3}{L^2}(\hat{d}_{1y} - \hat{d}_{2y}) - \frac{1}{L}(2\hat{\Phi}_1 + \hat{\Phi}_2) \right] \hat{x}^2 + \hat{\Phi}_1 \hat{x} + \hat{d}_{1y}\end{aligned}\quad (3.20)$$

식(3.20)를 행렬 형식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\hat{v} = [N] \{ \hat{d} \} \quad (3.21)$$

$$\text{여기서 } \{ \hat{d} \} = \begin{Bmatrix} \hat{d}_{1y} \\ \hat{\Phi}_1 \\ \hat{d}_{2y} \\ \hat{\Phi}_2 \end{Bmatrix} \quad (3.22)$$

$$\text{그리고, } [N] = \begin{bmatrix} N_1 & N_2 & N_3 & N_4 \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

$$\begin{aligned}\text{그리고 } N_1 &= \frac{1}{L^3}(2\hat{x}^3 - 3\hat{x}^2 L + L^3) & N_2 &= \frac{1}{L_3}(\hat{x}^3 L - 2\hat{x}^2 L^2 - \hat{x} L^3) \\ N_3 &= \frac{1}{L^3}(-2\hat{x}^3 + 3\hat{x}^2 L) & N_4 &= \frac{1}{L^3}(\hat{x}^3 L - \hat{x}^2 L^2)\end{aligned}\quad (3.24)$$

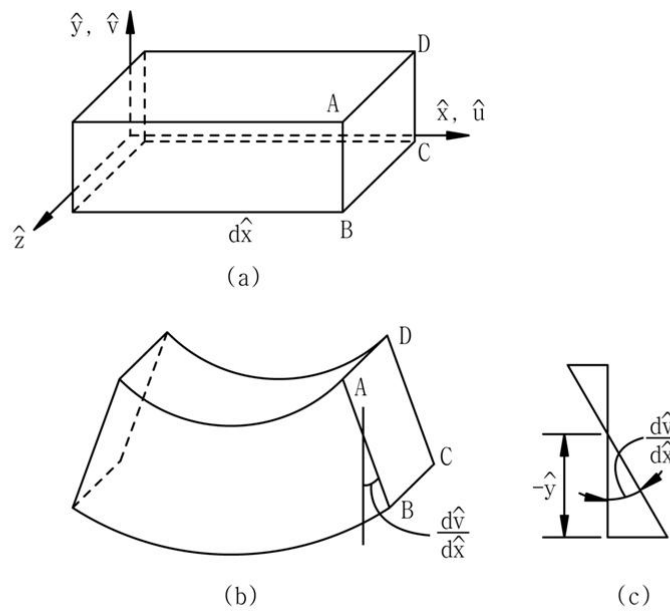
여기서, N_1, N_2, N_3, N_4 를 보 요소에 대한 형상함수라고 부른다. 보 요소에 대해, 절점 1에서 $N_1 = 1$ 이 되고, 절점 2에서는 $N_1 = 0$ 이 된다. N_2 는 $\hat{\Phi}_1$ 과 관계있기 때문에 식(3.24)의 두 번째 식으로부터 절점 1에서 $(dN_2/d\hat{x}) = 1$ 의 값을 갖는다. 형상함수 N_3 와 N_4 는 절점 2에 대해 유사한 결과를 갖는다.

제 3단계 : 변형률-변위와 응력-변형률 관계의 정의

다음의 축 방향 변형률-변위와의 관계식이 유효하다고 가정한다.

$$\varepsilon_x(\hat{x}, \hat{y}) = \frac{d\hat{u}}{d\hat{x}} \quad (3.25)$$

여기서 \hat{u} 는 축 방향 변위 함수이다. Fig. 3.6에 나타난 보의 변형된 형상으로부터, 우리는 축 방향 변위와 횡 방향 변위와의 관계를 다음으로부터 얻을 수 있다.



- (a) Before transformation
- (b) After transformation
- (c) Rotation angle of section 'ABCD'

Fig. 3.6 Section of beam

$$\hat{u} = -\hat{y} \frac{d\hat{v}}{d\hat{x}} \quad (3.26)$$

여기서 우리는 기초적인 보 이론으로부터^[35] 굽힘 변형 이전에 평면이었던 보의 단면이(예를 들면, 단면 $ABCD$) 변형 후에도 평면을 유지하고, 일반적으로 각 $(d\hat{v}/d\hat{x})$ 만큼 회전한다는 기본 가정을 생각할 수 있다. 식(3.25)에서 식(3.26)를 이용하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\varepsilon_x(\hat{x}, \hat{y}) = -\hat{y} \frac{d^2\hat{v}}{d\hat{x}^2} \quad (3.27)$$

기초적인 보 이론으로부터 굽힘 모멘트와 전단력은 횡방향의 변위 함수와 관계가 있음을 알 수 있다. 우리는 보 요소의 강성행렬을 유도하는 데 이 관계를 이용할 것이므로 이를 다음과 같이 나타낸다.

$$\hat{m}(\hat{x}) = EI \frac{d^2\hat{v}}{d\hat{x}^2} \quad \hat{V} = EI \frac{d^3\hat{v}}{d\hat{x}^3} \quad (3.28)$$

제 4단계 : 요소 강성행렬과 방정식 유도

먼저 직접 평형법을 이용하여 요소의 강성행렬과 방정식을 유도한다. 절점과 보 이론의 부호규약을 전단력과 굽힘 모멘트에 이용하고 식(3.20)와 식(3.28)로부터

$$\hat{f}_{1y} = \hat{V} = EI \frac{d^3\hat{v}(0)}{d\hat{x}^3} = \frac{EI}{L^3} (12\hat{d}_{1y} + 6L\hat{\Phi}_1 - 12\hat{d}_{2y} + 6L\hat{\Phi}_2)$$

$$\begin{aligned}
\widehat{m}_1 = -\widehat{m} &= -EI \frac{d^2 \widehat{v}(0)}{dx^2} = \frac{EI}{L^3} (6L\widehat{d}_{1y} + 4L^2\widehat{\Phi}_1 - 6L\widehat{d}_{2y} + 2L^2\widehat{\Phi}_2) \\
\widehat{f}_{2y} = -\widehat{V} &= -EI \frac{d^3 \widehat{v}(L)}{dx^3} = \frac{EI}{L^3} (-12\widehat{d}_{1y} - 6L\widehat{\Phi}_1 + 12\widehat{d}_{2y} - 6L\widehat{\Phi}_2) \\
\widehat{m}_2 = \widehat{m} &= EI \frac{d^2 \widehat{v}(L)}{dx^2} = \frac{EI}{L^3} (6L\widehat{d}_{1y} + 2L^2\widehat{\Phi}_1 - 6L\widehat{d}_{2y} + 4L^2\widehat{\Phi}_2) \quad (3.29)
\end{aligned}$$

식(3.29)의 두 번째와 세 번째 식의 음의 부호는 Fig. 3.2과 3.3을 비교해서 보인 것과 같이, 절점 1에서 절점의 양의 모멘트와 보 이론의 양의 모멘트 부호규약이 반대이고, 절점 2에서의 양의 전단력과 보 이론의 양의 전단력 부호규칙이 반대임을 나타낸다. 식(3.29)는 절점의 하중과 변위와의 관계를 나타낸다. 식(3.29)를 행렬 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \widehat{f}_{1y} \\ \widehat{m}_1 \\ \widehat{f}_{2y} \\ \widehat{m}_2 \end{Bmatrix} = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \widehat{d}_{1y} \\ \widehat{\Phi}_1 \\ \widehat{d}_{2y} \\ \widehat{\Phi}_2 \end{Bmatrix} \quad (3.30)$$

여기서 강성행렬은 다음과 같다.

$$\widehat{k} = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

식(3.30)에서 \widehat{k} 는 횡 방향 하중과 굽힘 모멘트를 횡 방향 변위와 회전과의 관계를 나타내고, 반면에 축 방향의 영향은 무시하고 있음을 나타낸다.

3.3 크랭크축의 등가환봉

대부분의 조선소에서 축계 정렬 계산을 수행할 때 등가환봉을 사용하고 있다. 이러한 등가환봉에 대한 정보는 메인 엔진 제작사에서 제공하고 있다. 본 절에서는 축계 정렬 계산에 사용하는 등가환봉을 구하는 법에 대해 간단히 설명한다.

재료역학적 방법에 의해 크랭크축에 대한 등가환봉의 직경을 산출하는 간이식을 다음에 보인다. 이것을 Fig. 3.2에 보이는 것처럼 단일 크랭크스로우를 mnpp'n'm'라 가정하고, 축의 자유단 m' 점에 하중 W를 주고, 이 m' 점에 있어서의 변위가 크랭크축과 환봉이 같게 되도록 환봉의 직경을 도출한다. 여기서 크랭크축의 핀·저널·암의 굽힘, 전단, 비틀림을 고려하였다.

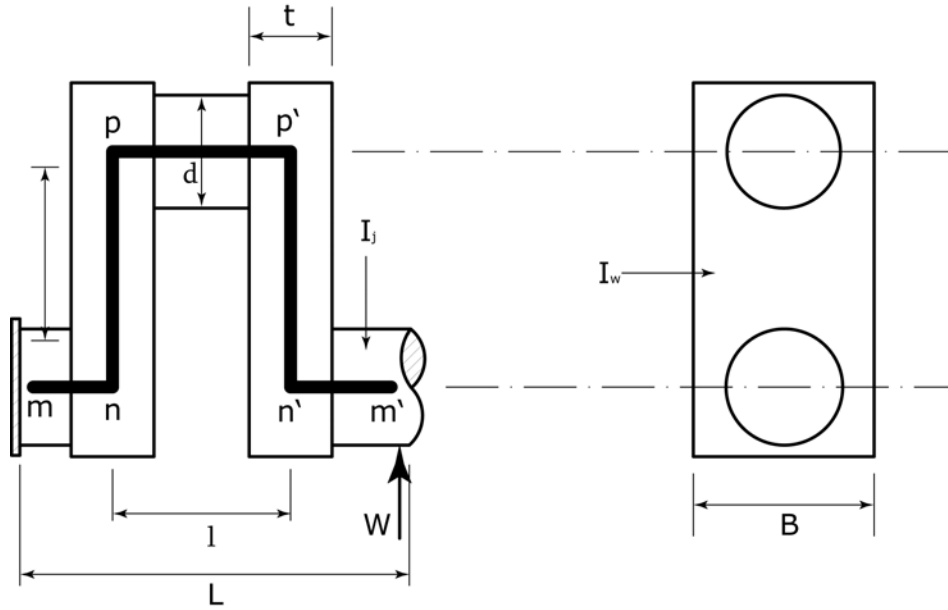


Fig. 3.7 Crank shaft of 1-throw beam model

$$\left(\frac{d_{cq}}{d_j}\right)^4 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{1+A_w} \cdot \frac{1}{1+B_w+B_p} \right) \quad (3.32)$$

식(3.11)의 각 항은 식(3.12)로 정의된다.

$$\left\{ \begin{array}{l} A_W = \frac{3E_j I_j}{2E_W I_W} \cdot \frac{q_1 r}{L} / (1 + 0.65 \frac{d_j^2}{L^2}) \\ B_W = \frac{3E_j I_j}{2G_W I_{\phi}} \cdot \frac{q_2 r}{L} (1 + \frac{l^2}{L^2}) / (1 + 0.65 \frac{d_j^2}{L^2}) \\ B_p = \frac{3E_j I_j}{2G_W I_{pp}} \cdot \frac{r^2 l}{L^3} / (1 + 0.65 \frac{d_j^2}{L^2}) \end{array} \right\} \quad (3.33)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{1,2} = 1 - \frac{1 - k_{1,2}}{(\frac{r}{d})} \\ k_{1,2} = \frac{1}{1 + (\frac{d^4}{bt^3}) K_{1,2}} \end{array} \right\} \quad (3.34)$$

$$K_1 = 0.1, K_2 = 0.45$$

$$I_j = \frac{\pi d^4}{64}, I_W = \frac{Bt^3}{12}$$

I_j, I_w	: 단면2차 모멘트	d_j	: 저널의 직경
D_{eq}	: 등가환봉의 직경	$E_w I_w$: 웹의 굽힘강성
$E_j I_j$: 저널의 굽힘강성	$G_w I_{pp}$: 핀의 비틀림강성
$G_{wp} I_{wp}$: 웹의 비틀림강성		

3.4 ANSYS에 의한 베어링 반력 해석 검증

본 논문에서는 축계 정렬 해석을 위한 베어링 반력을 구하기 위해서 범용 구조 유한요소해석 프로그램인 ANSYS(version 10.0)와 미국선급협회에서 제작하여 사용하고 있는 프로그램인 Shaft Version 2.0(이하 ABS)과 Fortran code로 만들어진 전산프로그램 ALFINE의 해석 결과를 비교하였다.

3.4.1 해석 대상 선박의 일반 사항

본 연구에서 해석 대상 선박의 일반 사항을 Table 3.1에 나타내었다. 이 선박의 메인 엔진은 MAN B&W사의 6S90MC-C 엔진이며 76rpm에서 40,000BHP의 출력을 갖고 있다. 프로펠러 직경은 9.9m이며 해석 대상의 축계 길이는 25.259m인 대형 원유 운반선이다.

Fig. 3.8은 해석 대상 선박의 축계 도면이다. 여기서 선미관 후부 베어링(A/S Brg.), 선미관 전부 베어링(F/S Brg.), 중간축 베어링(I/S Brg.), 선미측 최후부 메인 엔진 베어링을 1번(No.1 Brg.)으로 정한다. 그리고 그 다음 베어링을 2번, 3번, 4번순으로 표기한다.

2행정 기관을 메인 엔진으로 갖는 선박에서 축계 정렬 해석 시에 고려되는 베어링의 수는 7개 정도이다. 그것은 선미관 전부 및 후부 베어링, 중간축 베어링 메인 엔진 베어링 4개이다. 그러나 본 연구에서는 보다 높은 정확도를 위하여 전체의 베어링에 대하여 베어링 반력을 해석하였다.

Fig. 3.9는 대상 선박의 베어링 반력 해석을 위해 3차원으로 모델링한 축계를 보여주고 있다. 이는 Fig. 3.8의 실제 도면을 기초로 하여 모델링 하였다. Fig. 3.10은 해석 대상 축계의 유한 요소 모델이며, 위에서부터 프로펠러축, 중간축, 크랭크축을 나타내고 있다.

베어링 반력 해석에서 축계가 해수와 접촉하는 부분의 밀도를 6825kg/m^3 , 기름과 접촉하는 부분의 밀도는 6950kg/m^3 , 공기와 접촉하는 부분의 밀도는

7850kg/m³으로 하여 해석을 수행하였다.

Table 3.1 Specifications of the propulsion shaft

Vessel type	320,000 DWT VLCC
Diesel engine	6S90MC-C
	MCR 40,000 BHP × 76 rpm
	Journal diameter : 840 [mm] / 150 [mm]
	Crankpin diameter : 840 [mm]
Propeller	4 blade fixed pitch
	Diameter : 9,900 [mm]
	Materials : Ni-Al-Bronze
	Mass : 74,958 [kg]
	Cap mass : 820 [kg]
Flywheel	Mass : 5,230 [kg]
	Number of teeth : 80

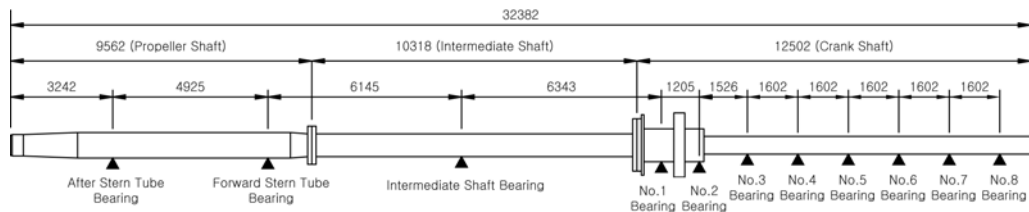


Fig. 3.8 Drawing of propulsion shaft system



Fig. 3.9 The shafting 3D-modeling for bearing reaction analysis

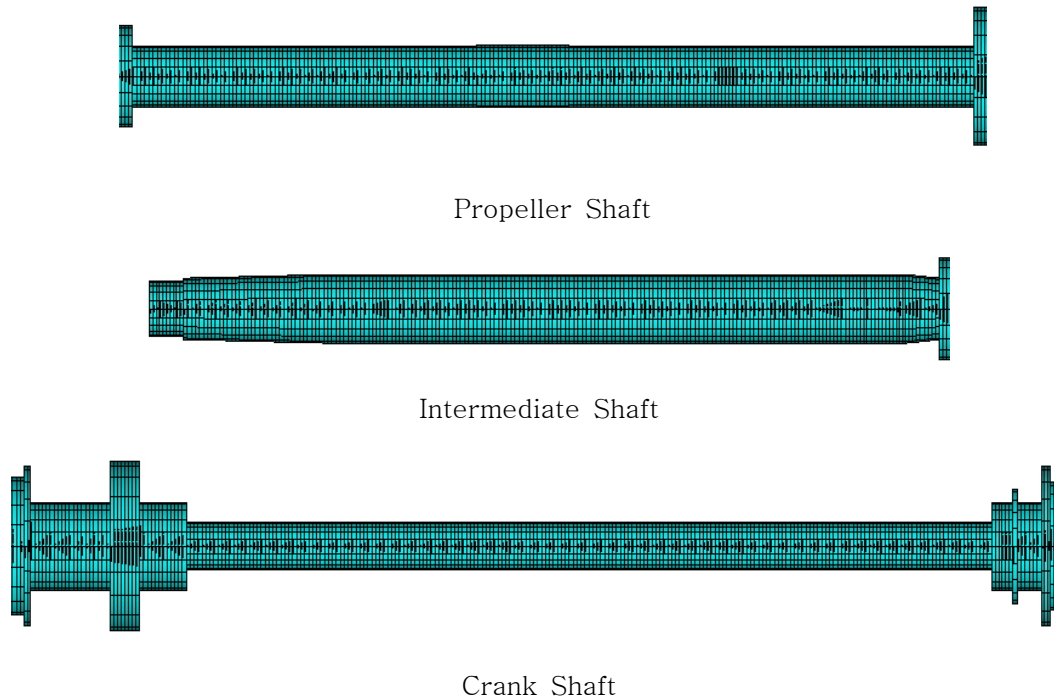


Fig. 3.10 Finite element model(FEM) grids for bearing reaction analysis

3.4.2 반력 해석을 통한 검증

해석 대상 선박의 축계에 대한 베어링 반력 해석 결과를 Fig. 3.11에 보인다. 이 그림에서 가로축은 각 베어링의 위치를, 세로축은 해석으로 구한 베어링 반력 값[kN]을 의미한다. 그리고 베어링 반력은 전부 및 후부 선미관 베어링, 중간축 베어링, 선미측으로부터 메인 엔진 베어링 등을 보이고 있다. 이 결과는 정확한 해석결과를 얻기 위해 베어링 읍셋을 조정하기 전 상태의 축계 베어링 반력 해석으로, 전부 선미관 베어링에 부하가 걸리지 않음을 알 수 있다. 추후에 모든 베어링에 적절한 부하가 걸리도록 하기 위해서는 베어링의 읍셋 조정이 필요하다.

Fig. 3.12은 서로 다른 프로그램을 사용하여 해석한 베어링 반력 결과를 나타내고 있다. 여기에서는 3가지 해석프로그램으로 베어링 반력을 구하였

으며, ABS와 ALFINE 및 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS이다. 이 그림에서 가로축은 베어링의 위치를, 세로축은 베어링 반력 값[kN]을 나타내었다.

이 그림을 검토하여 보면 ABS와 ANSYS를 이용해 해석한 베어링 반력 값은 전체적으로 비슷한 반력값을 받고 있으나 선미관 베어링에 대한 해석은 ALFINE의 결과가 다른 해석 결과에 비해 No.7 메인 엔진 베어링의 반력이 크고, 베어링의 반력의 변동이 작은 경향으로 나옴을 알 수 있다. 이를 종합적으로 분석해 볼 때 전체적인 베어링 반력 해석 결과는 거의 유사해 어느 방법을 적용하여도 실용상 문제가 없어 보이며 ANSYS를 축계 정렬 해석에 이용함에 있어서도 문제가 없음을 알 수 있다.

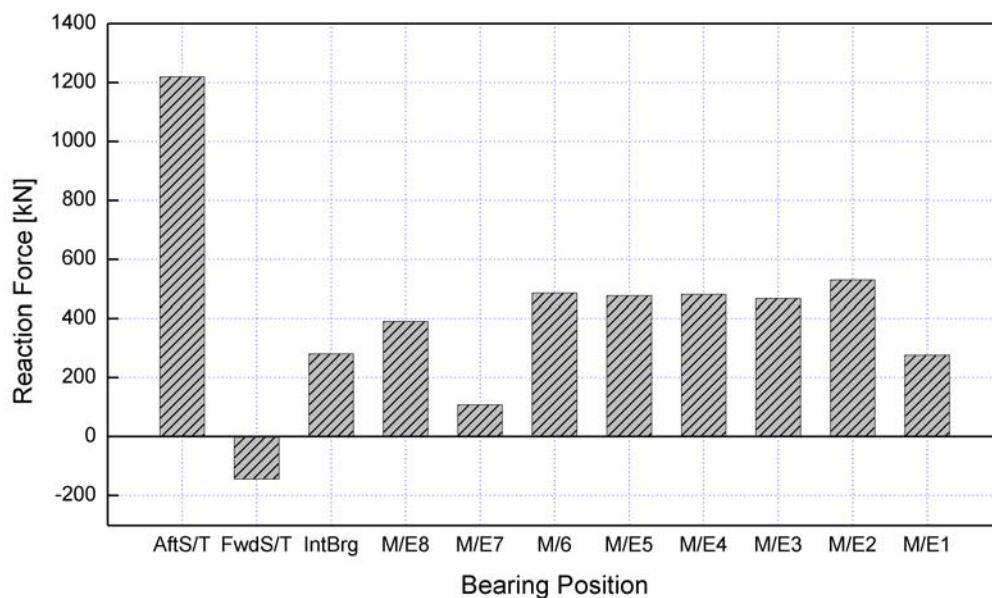


Fig. 3.11 Analyzed bearing reaction forces of shafting system

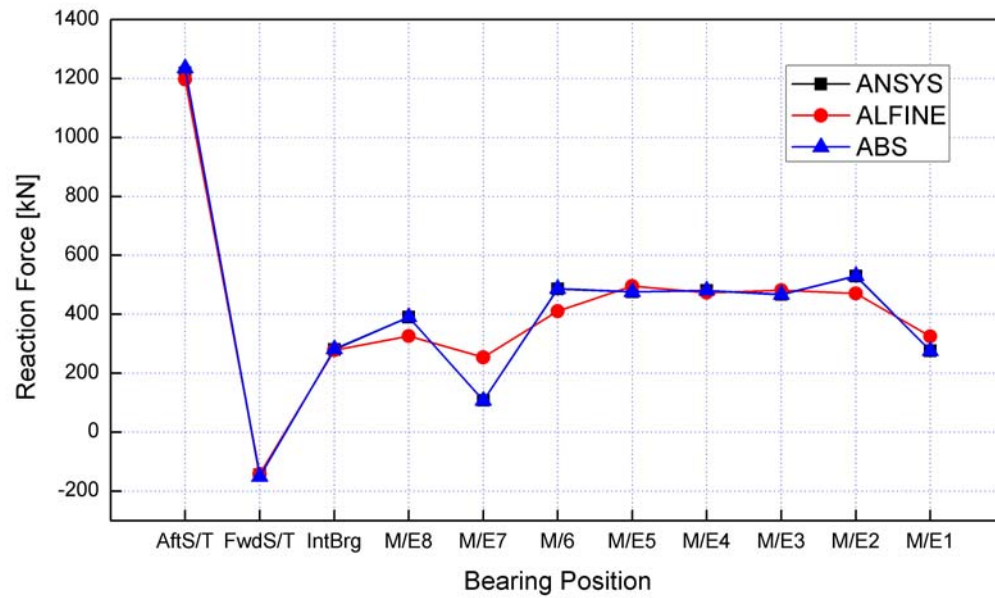


Fig. 3.12 Bearing reaction forces analyzed by various programs

제 4 장 선체 변형 근사곡선에 대한 축계 베어링 반력해석

이 장에서는 추진축계의 유연성 평가를 위해 측정된 데이터를 이용하여 선체 변형을 근사하는 곡선을 구하는 방법을 소개한다. 그리고 축계 정렬 해석시에 선체 변형이 베어링 반력에 미치는 영향을 해석하여 선체 변형에 대한 축계 정렬의 유연성을 알아본다.

이 장에서 해석은 총 5척의 실선 추진축계를 대상으로 하였다. 여러 호선에 대해 해석을 실시하는 이유는 각 선박마다 엔진 형식과 축계의 길이 등이 다르므로, 이러한 차이로 인해 달라지는 결과를 검토하여 다양한 선박에 대해 베어링 반력을 구하는 방법을 정립하고, 이를 동종 또는 유사 선박에 적용하기 위함이다.

4.1 선체 변형 예측

엔진기술사에서는 냉태, 온태의 온도차에 의한 메인 엔진의 베드 등의 열팽창(Fig. 4.1)을 축계 정렬과정에서 메인 엔진 베어링의 읍셋 값에 반영할 것을 권장하고 있다. 일반적으로 엔진 사용 시 발생하는 열팽창에 의해 이중저 및 메인 엔진은 Fig. 4.1과 같이 변형된다.

일반적으로 흘수에 따라 선체의 변형상태가 달라지고, 기관실 이중저는 경흘수에서 심흘수로 될 때에 위로 볼록한 변형을 일으키며, 또한 메인 엔진도 열팽창 등의 영향으로 위로 볼록한 변형을 일으킨다고 평가되고 있다. 따라서 선체 변형과 엔진의 변형은 각각 Fig. 4.2, Fig. 4.3과 같다고 가정할 수 있다.

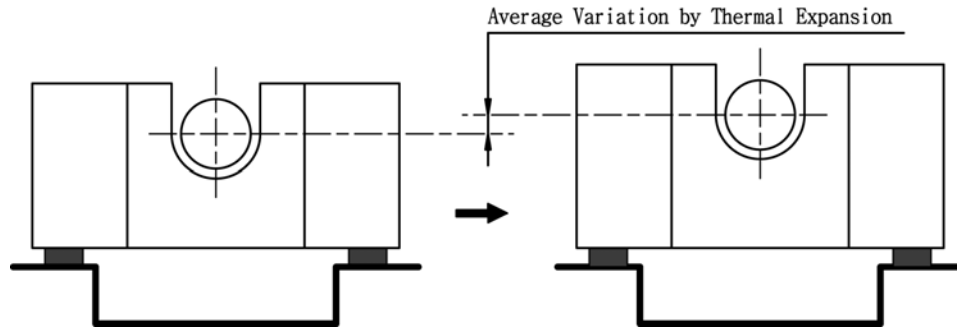


Fig. 4.1 Expansion of an main engine deck

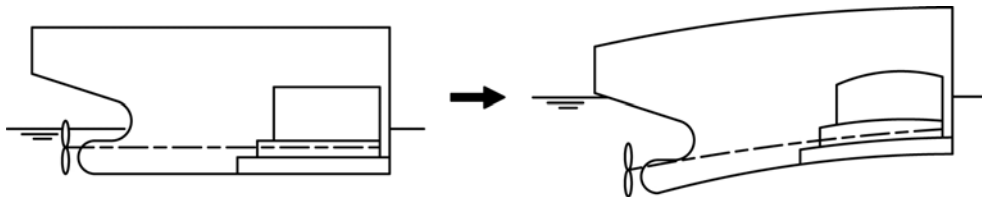


Fig. 4.2 Estimated deflection of an engine room

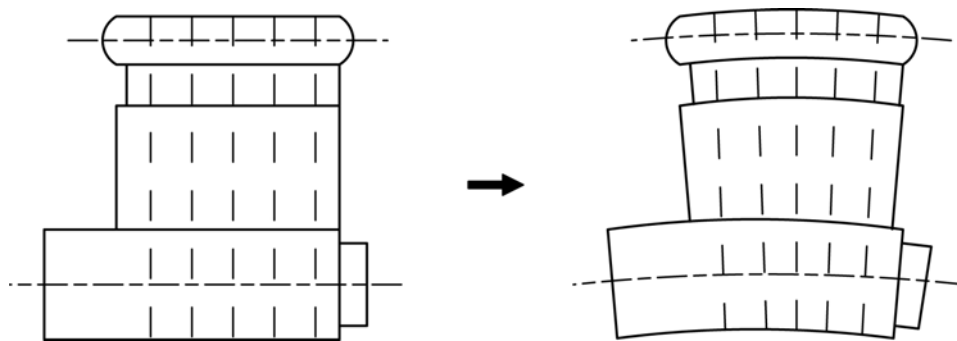


Fig. 4.3 Estimated deflection of a main engine

4.2 선체 변형 근사곡선

미국선급협회에서는 축계의 양단에서의 변형을 0 mm로 가정하여 측정된 값을 역변환하여 선체 변형을 구하였다.^[36] 그리고 일반적으로 선체 변형은 건

선거 상태를 변형이 없는 상태로 가정하고, 유한요소해석을 이용하여 선체 변형을 구하면 그림 Fig. 4.4, 4.5와 같은 형태로 변형하는 경향을 가지고 있다. 그리고 기관실이 있는 Fig. 4.5의 A구역에서 메인 엔진을 기준으로 살펴보면 프로펠러가 처진 외팔보의 형태와 유사하고 메인 엔진이 놓인 위치 B의 경우는 기울기가 작다는 것을 알 수 있다. 따라서 축계 정렬 설계에 선체 변형을 고려한 유연성 평가를 위해서는 실제 선체가 변형할 것이라 예상되는 Fig. 4.8과 같이 메인 엔진의 선수-선미방향 양단에서의 변형을 0 mm로 가정하고 근사곡선을 구하는 방법을 제시한다.

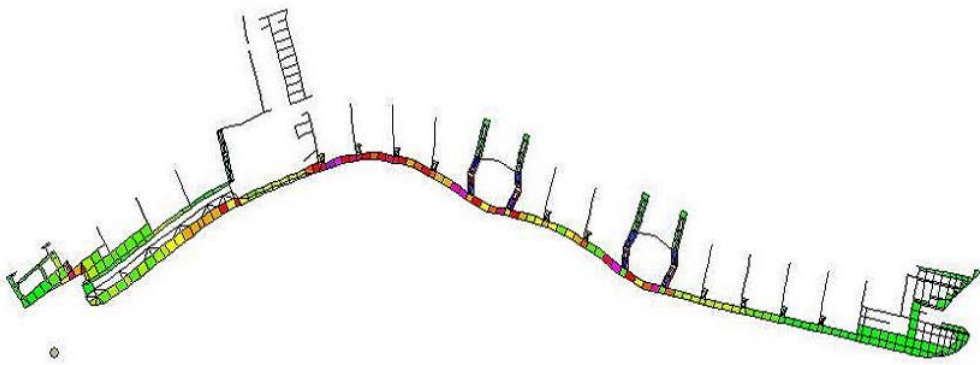


Fig. 4.4 Hull deflections under ballast still water condition

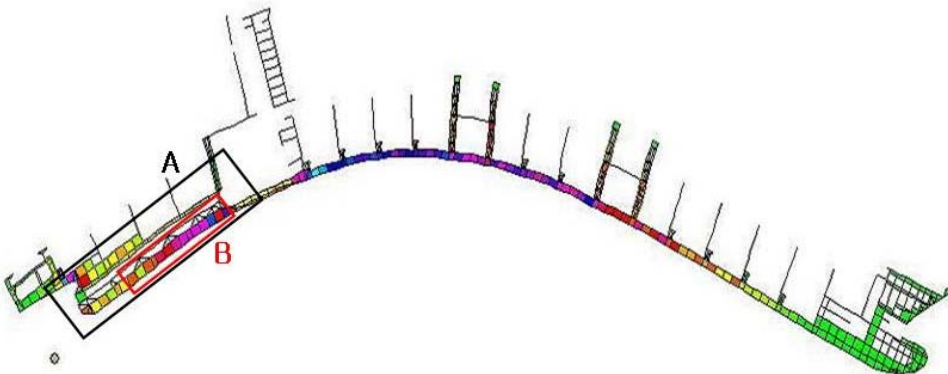


Fig. 4.5 Hull deflections under laden still water condition

미국선급협회에서 운항과 만재 상태에 따라 스트레인 게이지로 측정한 선체 변형은 Fig. 4.6와 같다. Fig. 4.6는 측계 정렬 해석 절차에서 사용하는 기준인 선미관 전, 후부 베어링 옵셋 값을 0 mm를 기준으로 가정하여 측정된 것이다.

측정된 선체 변형의 근사곡선을 구하는 과정은 다음과 같다. 먼저 측정된 베어링 옵셋 변화량의 평균 기울기를 이용하여 선체 변형이 일어나기 시작하는 진수상태를 선체 변형값의 기준으로 보정한 Fig. 4.7을 구한다. 이를 이용하여 메인 엔진의 양단에서의 변형이 0 mm인 곡선이 되도록 좌표계 변환을 이용하면 근사곡선 Fig. 4.8을 구한다. 좌표계 변환은 먼저 메인 엔진의 최전방 선수측 메인 엔진 베어링 위치를 원점으로 정하고, 그 후 최후부 메인 엔진 베어링 옵셋 위치가 0 mm가 되도록 회전을 시킨다. 그 결과 Fig. 4.8과 같은 선체 변형 곡선을 얻을 수 있다. Fig. 4.8에서 A, B점이 0 mm가 되고 C점(BHD)에 의해서 조절되는 곡선을 구한다. 이는 A, B 그리고 C점을 상수로 가정하여 연립방정식의 해를 구하면 얻을 수 있다. A, B의 곡선 구간은 엔진 기술사와 제조사에서 제시하는 열팽창량을 고려하여 보정한다. 따라서 다소 강인하지만 기관실부분의 변형을 단순한 3차곡선으로 가정하고, 선체 변형을 고려한 측계 정렬 해석을 하여 측계의 유연성을 평가한다.

Bulk Head(이하 BHD)부의 수직 높이에 변화를 주어 측계 정렬 해석이 끝난 측계가 선체 변형에 어느 정도의 유연성을 가지고 있는지를 평가하였다. 곡선은 BHD부에서 0.5 mm~1.5 mm까지 수직으로 내려가는 것으로 하여 구하였다. 이때 곡선은 메인 엔진의 양단에서 변형을 0 mm로 가정하고, BHD에서의 변형량을 0.5 mm에서 1.5 mm까지, 0.25 mm 간격의 다섯 가지 경우로 하고 근사곡선을 구하였다.

여러 가지 변화량을 고려하는 것은 선박의 설계 단계에서는 건조되는 선박이 흘수차에 의한 선체 변형과 화물의 적재량과 운항조건에 따른 선체 변형을 예측하기는 어렵기 때문에 어느 정도의 선체 변화량에 해석된 측계 정렬이 유연성 있

게 추종하는지에 대한 평가를 하기 위함이다.

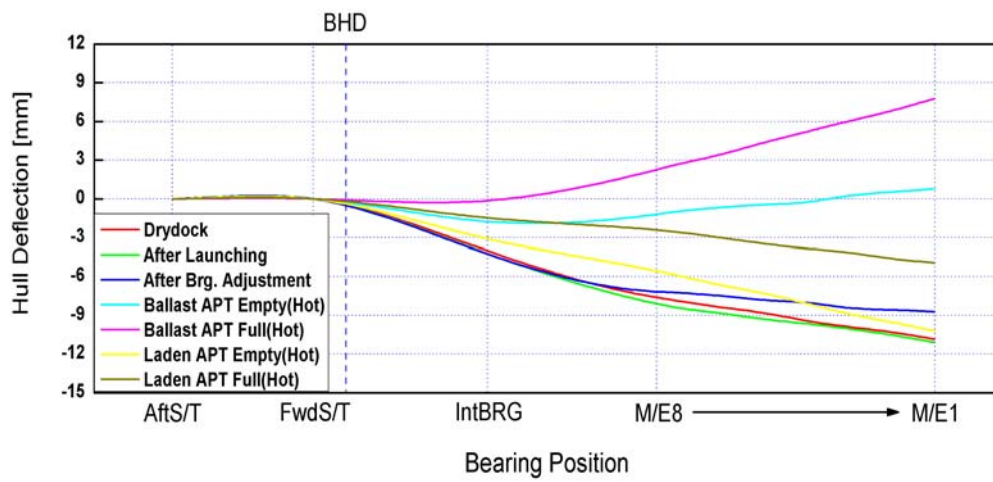


Fig. 4.6 Measured bearing offset translation curves

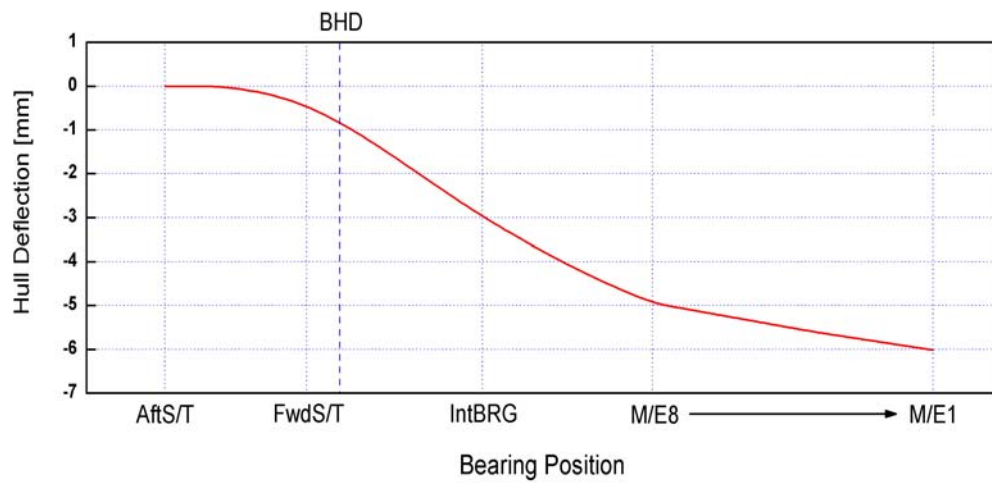


Fig. 4.7 Averaged hull deflection curve

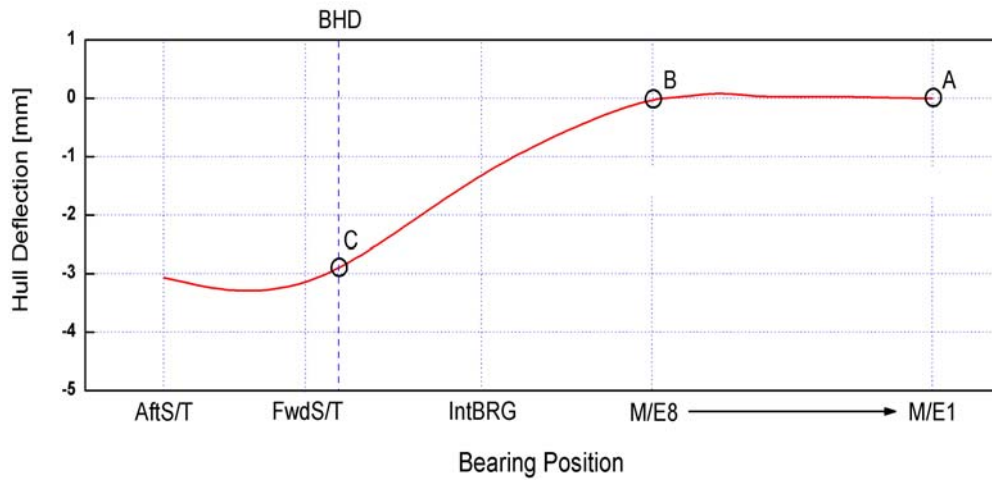


Fig. 4.8 Recalculated averaged hull deflection approximate curve

4.3 선체 변형 근사곡선을 이용한 실선 축계의 유연성 해석

이 절에서는 축계 정렬 해석에서 선체 변형의 영향을 받는 베어링 반력을 다양한 선종에 따라 검토한다. 해석 대상 선종은 Table 4.1과 같다. 이들은 각각 엔진 형식과 프로펠러의 직경 및 축계 길이가 다른 총 5개 선박으로 이들 축계에 대해 선체 변형에 따른 베어링 반력을 해석하고 분석한다.

Table 4.2는 MAN B&W사에서 제시한 엔진 종류에 따른 메인 엔진 베어링 반력의 최대치와 최소치를 보인다. 최후부 메인 엔진 베어링의 경우 베어링 반력의 최소치는 0 kN이며 나머지 베어링의 최소치는 대략적으로 최대치의 5%임을 알 수 있다. Table 4.2의 메인 엔진 베어링 반력 허용값과 Table 4.3의 선미 베어링과 중간축 베어링 허용 면압 값으로 실선의 베어링 반력이 어느 정도의 선체 변형에 까지 유연성을 만족하는지를 평가할 수 있다.

Table 4.1 Vessel types for bearing reaction force calculation

	Vessel Type
1	175,000 DWT Bulk Carrier
2	320,000 DWT Crude Oil carrier
3	159,000 DWT Crude Oil Carrier
4	46,000 DWT Product/Chemical Tanker
5	105,000 DWT Product Carrier

Table 4.2 Acceptable bearing loads for various engine type of MAN B&W

Engine type	Aftmost engine bearing	Other engine bearings	
	Max. reaction (kN)	Max. reaction (kN)	Min. reaction (kN)
S90MC-C/ME-C	958	958	48
S70MC-C/ME-C	573	573	29
S70MC	559	559	28
S60MC-C/ME-C	420	420	21
Minimum reaction for aftmost engine bearing is zero.			

Table 4.3 Acceptable bearing pressures for stern tube bearings and intermediate shaft bearing

	Max. pressure (Mpa)	Min. pressure (Mpa)
After stern tube bearing	0.8	0
Fore stern tube bearing	0.8	0
Intermediate shaft bearing	0.6	0

(1) 17만 5천톤급 살물선 축계의 유연성 해석

첫 번째 해석 대상 선박의 일반 사양은 Table 4.4와 같다. 이 선박의 메인 엔진은 MAN B&W사의 6S70MC 엔진이며 81 rpm에서 20,400 BHP이다. 프

로펠러 직경은 8.35m 이며, 축계 전체 길이는 28.206m인 살물선이다.

Fig. 4.9는 이 선박의 축계 해석에 사용된 축계이다. 대상 선박의 축계는 프로펠러축, 중간축과 메인 엔진축으로 구성되어 있다. 프로펠러축은 선미관 후부 및 전부 베어링으로 지지되며, 중간축은 하나의 중간축 베어링으로 지지되어 있고, 메인 엔진 축은 8개의 메인베어링으로 지지된다. 본 논문에서는 선수측 메인 엔진 베어링을 1번으로 하여, 다음은 2번~8번의 순서로 정하였다. Fig. 4.9에서 축계 상부에 표시된 화살표는 축계 정렬 해석 시에 입력되는 각 외력의 위치를 나타내고 있다.

첫 번째 해석 대상 선박은 축계 정렬 해석에서 메인 엔진 베어링 8개 전체를 모델링하여 선체 변형 근사곡선을 BHD에서 수직방향으로 (-)0.5 mm에서 0.25 mm씩 감소 시켜 (-)1.50 mm까지 총 다섯 경우로 베어링 반력값을 비교한다.

베어링 반력 해석에 사용된 베어링 읍셋 값은 축계 정렬 해석을 하여 실선에 적용한 읍셋 값을 기준으로 하였다. 선체 변형을 고려하는 것은 축계 정렬 과정에서 베어링 읍셋 조정을 끝난 후에 이루어져야 하며 선체 변형을 고려한 해석 값을 이용하여 베어링 읍셋 값을 재조정하게 되는 과정 때문이다.

Fig. 4.10은 첫 번째 해석 대상 선박의 선체 변형 근사곡선을 보여주고 있다. 근사방법은 4.2절에 소개된 절차를 거쳐서 만든 곡선에 BHD부분을 변화시켜서 0.5~1.5 mm까지 5가지 선체 변형 근사곡선을 구하였다. 가로축은 BHD를 기준으로 수직 변형량(mm)을 나타내고 가로축은 좌측부터 선미관 후부 베어링(AftS/T), 선미관 전부 베어링(FwdS/T), 중간축 베어링(IntBRG)이고 메인 엔진 베어링 8번, 7번순으로 나타내었다.

Table. 4.5는 17만 5천톤급 살물선의 선체 변형 근사곡선으로 구한 베어링 지지점에서의 변화량을 좌표 변환하여 후부 선미관 베어링과 1번 메인 엔진 베어링 사이의 선체 변형 근사값을 설계 베어링 읍셋에 합산하여 구한 것이다.

Fig. 4.11는 Table 4.5의 근사값을 이용하여 17만 5천톤급 살물선의 축계 정렬 해석 시에 선체 변형에 따른 베어링 반력 해석 결과를 나타내고 있다. Fig. 4.11에서 가로축은 축계에서의 각 베어링의 위치를 나타내고, 가로축의 좌측부터 선미관 후부 베어링(AftS/T), 선미관 전부 베어링(FwdS/T), 중간축 베어링(IntBRG)이고 메인 엔진 베어링 8번, 7번순으로 나타내었다. 세로축은 계산된 베어링 반력 값(kN)을 나타낸다.

축계 정렬 해석으로 구해진 베어링 반력은 각각 다음과 같이 검토하였다. 선미관 베어링과 중간축 베어링은 베어링 메이커에서 권고하는 허용치인 8 Mpa과 6 Mpa(6~12 Mpa이 일반적이나 해석의 안정성을 고려하여 최소치인 6 Mpa을 기준으로 하였다.)를 기준으로 하였으며 메인 엔진 베어링은 Table 4.2와 같이 엔진 메이커의 권고 허용치를 따랐다. 최근 축계 정렬의 잘못으로 인해 주로 문제가 되는 부분은 선미측 메인 엔진 베어링과 최후부 메인 엔진 베어링이다. 따라서 해석에 고려한 선체 변형이 선미측 메인 엔진 베어링과 최후부 메인 엔진 베어링의 반력에 미치는 영향을 검토하였다.

Fig. 4.10은 17만 5천톤급 살물선의 선체 변형 근사곡선을 보여주고 있다. Fig. 4.11을 분석해 보면 이 선박의 축계는 해석에 고려한 선체 변형량에 따라 베어링 반력에 차이가 있음을 알 수 있다. 선미관 전부 베어링과 1번 메인 엔진 베어링의 반력값은 선체 변형이 커질수록 값이 작아지는 경향을 가지며, 3번에서 5번까지의 메인 엔진 베어링은 그 크기 변화가 작아 축계 정렬 해석에 영향을 주지 않았다. 2번과 7번 메인 엔진 베어링은 변화량에 비례하여 커지는 경향을 보여주고 있지만 Table 4.2의 허용치 아래에 있다. 가장 문제가 되는 것은 최후부 메인 엔진 베어링인 8번 메인 엔진 베어링으로 선체 변형량이 1.25 mm부터 베어링 반력이 작용하지 않는다. 베어링에 반력이 작용하지 않는다는 것은 인접하는 베어링으로 하중이 옮겨가게 되는 것을 의미한다. 이로 인하여 베어링 반력이 작용하지 않은 베어링은 예기치 못한 이상마모가 발생하며, 인접한 좌우의 베어링에 과도한 하중이 발생으로 파손이 야기될 수

있다. 따라서 10만 5천톤급 정유 운반선은 BHD기준으로 선체 변형량이 (-)1.00 mm까지 축계 정렬 유연성을 가진다고 평가 할 수 있다.

Table 4.4 Specifications of the propulsion shaft(1)

Vessel Type	175,000 DWT Bulk Carrier
Main Engine	B&W 6S70MC, MCR 20,400 BHP at 81rpm
Crankshaft Dia.(OD/ID)	784 [mm]/ 115 [mm]
Intermediate Shaft Dia.	550 [mm]
Propeller Shaft Dia.	650 [mm]
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 8350 [mm]

Table 4.5 Hull deflection approximate value

Bearing	Design offset (mm)	Hull deflection at BHD (mm)				
		0.5	0.75	1	1.25	1.5
Aft. S/T	0.000	-0.787	-1.180	-1.574	-1.967	-2.360
Fwd. S/T	0.000	-0.552	-0.828	-1.104	-1.380	-1.656
Int. Brg.	-2.730	-2.803	-2.840	-2.876	-2.913	-2.949
M/E Brg.8	-4.140	-4.140	-4.140	-4.140	-4.140	-4.140
M/E Brg.7	-4.140	-4.107	-4.091	-4.074	-4.058	-4.042
M/E Brg.6	-4.140	-4.085	-4.057	-4.030	-4.002	-3.975
M/E Brg.5	-4.140	-4.074	-4.040	-4.007	-3.974	-3.941
M/E Brg.4	-4.140	-4.073	-4.040	-4.007	-3.974	-3.940
M/E Brg.3	-4.140	-4.085	-4.057	-4.029	-4.001	-3.974
M/E Brg.2	-4.140	-4.107	-4.090	-4.073	-4.057	-4.040
M/E Brg.1	-4.140	-4.140	-4.140	-4.140	-4.140	-4.140

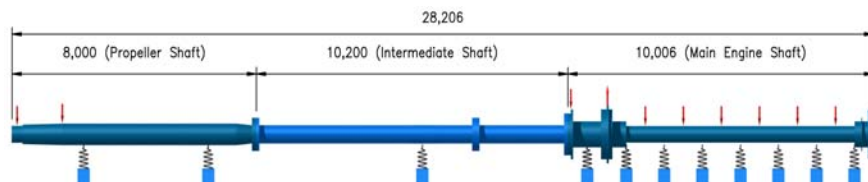


Fig. 4.9 Shafting system of 175,000 DWT bulk carrier

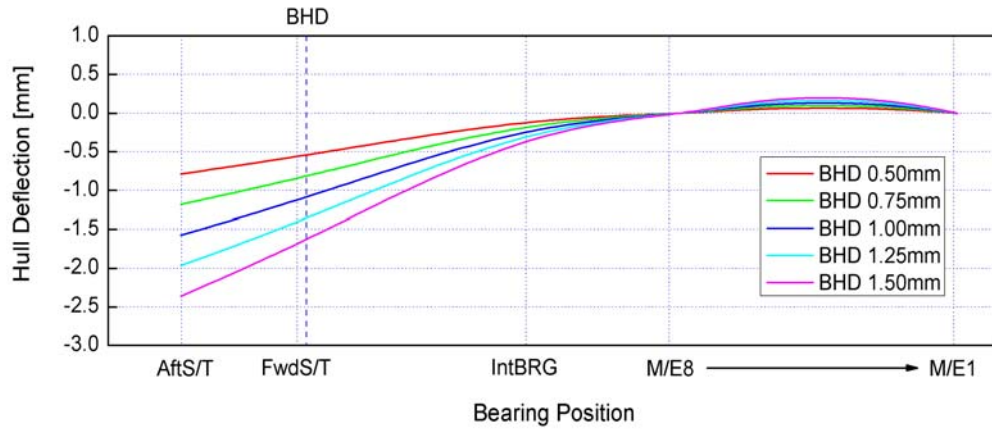


Fig. 4.10 Hull deflection approximate curves

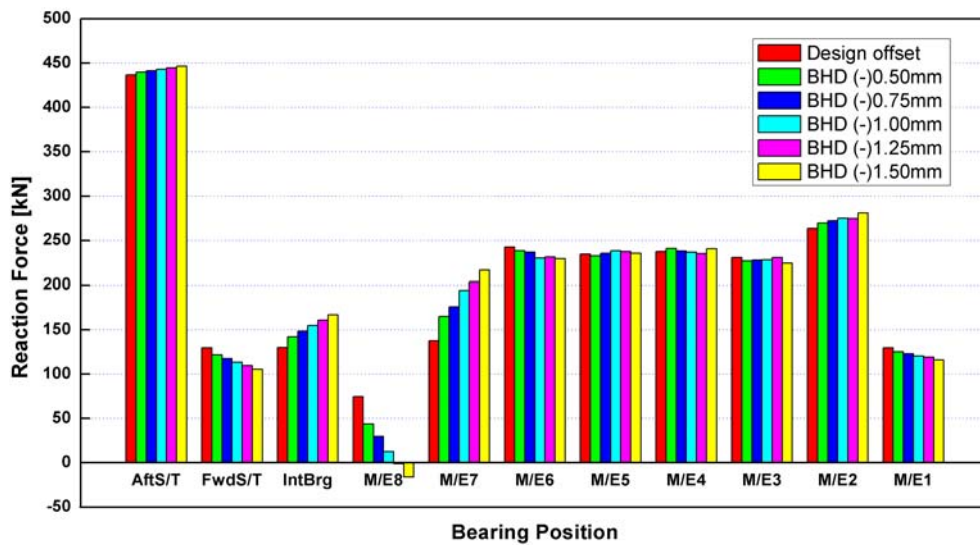


Fig. 4.11 Comparison of analyzed bearing reaction forces according to the hull deflection approximate curves

(2) 32만톤급 원유 운반선 축계의 유연성 해석

해석 대상 32만톤급 원유운반선의 일반 사양은 Table 4.6과 같다. 이 선박의 메인 엔진은 MAN B&W사의 6S90MC-C 엔진이며 마력은 76 rpm에서

40,000 BHP이고, 프로펠러 직경은 9.9 m인 대형 원유 운반선이다. Fig. 4.12는 이 선박의 축계 계산 과정에 사용된 축계를 나타내며, 총 길이는 32.173 m이다. Fig. 4.12에서 알 수 있듯이 프로펠러축은 2개의 선미관 베어링, 중간축은 1개의 베어링, 메인 엔진 축은 8개의 베어링으로 지지되어 있다.

Fig. 4.13은 32만톤급 원유 운반선의 선체 변형 근사곡선을 보여주고 있다. 32만톤급 원유 운반선은 축계 정렬 해석에서 메인 엔진 베어링 8개 전체를 모델링하여 선체 변형 근사곡선을 0.5 mm에서 0.25 mm씩 증가 시켜 1.50 mm까지 다섯 가지로 구한 베어링 반력값을 비교하였다. 적용된 설계 옵션 값은 조선소 설계 옵션 값을 이용하였다.

Table 4.7은 32만톤급 원유운반선의 선체 변형 근사곡선을 통해 구한 베어링의 옵션을 좌표 변환하여 나온 후부 선미관 베어링과 1번 메인 엔진 베어링 사이의 선체 변형 근사값을 설계 베어링 옵션에 합산하여 구한 것이다.

Fig. 4.13은 Table 4.6의 근사값을 이용하여 해석한 결과이며 이를 분석해보면 이 선박의 축계는 선체 변형량에 따라 베어링 반력에 차이가 상당히 있음을 알 수 있다. 선미관 후부 베어링과 7번 메인 엔진 베어링의 반력값은 선체 변형이 커질수록 값이 작아지는 경향을 가지며, 6번에서 1번까지의 메인 엔진 베어링은 그 크기 변화가 작아 축계 정렬 해석에 영향을 주지 않고 있다. 8번 최후부 메인 엔진 베어링은 변화량에 비례하여 커지는 경향을 보여주고 있지만 Table 4.2의 허용치 아래에 있다. 가장 문제가 되는 것은 중간축 베어링으로 선체 변형량이 (-)1.25 mm부터 베어링 반력이 작용하지 않는다. 베어링에 반력이 작용하지 않는다는 것은 인접하는 베어링으로 하중이 옮겨가 베어링 반력이 작용하지 않은 베어링은 예기치 못한 이상마모가 발생할 수 있으며, 인접한 좌우의 베어링에 과도한 하중이 미치게 된다. 따라서 32만톤급 원유 운반선은 BHD기준으로 선체 변형이 (-)1.00 mm까지 축계 정렬 유연성을 가진다고 평가할 수 있다.

Table 4.6 Specifications of the propulsion shaft(2)

Vessel Type	320,000 DWT Crude Oil carrier
Main Engine	B&W 6S90MC-C, MCR 40,000BHP at 76rpm
Crankshaft Dia.(OD/ID)	990 [mm]/ 495 [mm]
Intermediate Shaft Dia.	725 [mm]
Propeller Shaft Dia.	810 [mm]
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 9900 [mm]

Table 4.7 Hull deflection approximate value

Bearing	Design offset (mm)	Hull deflection at BHD (mm)				
		0.5	0.75	1	1.25	1.5
Aft. S/T	0.000	-0.972	-1.457	-1.943	-2.429	-2.915
Fwd. S/T	0.000	-0.539	-0.808	-1.077	-1.347	-1.616
Int. Brg.	-3.280	-3.708	-3.922	-4.136	-4.350	-4.564
M/E Brg.8	-4.910	-4.910	-4.910	-4.910	-4.910	-4.910
M/E Brg.7	-4.910	-4.883	-4.870	-4.857	-4.843	-4.830
M/E Brg.6	-4.910	-4.857	-4.831	-4.804	-4.778	-4.751
M/E Brg.5	-4.910	-4.843	-4.810	-4.776	-4.743	-4.709
M/E Brg.4	-4.910	-4.841	-4.807	-4.773	-4.739	-4.704
M/E Brg.3	-4.910	-4.852	-4.823	-4.794	-4.765	-4.736
M/E Brg.2	-4.910	-4.875	-4.857	-4.840	-4.822	-4.805
M/E Brg.1	-4.910	-4.910	-4.910	-4.910	-4.910	-4.910

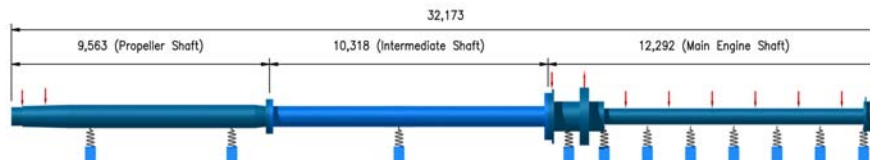


Fig. 4.12 Shafting system of 320,000 DWT crude oil carrier

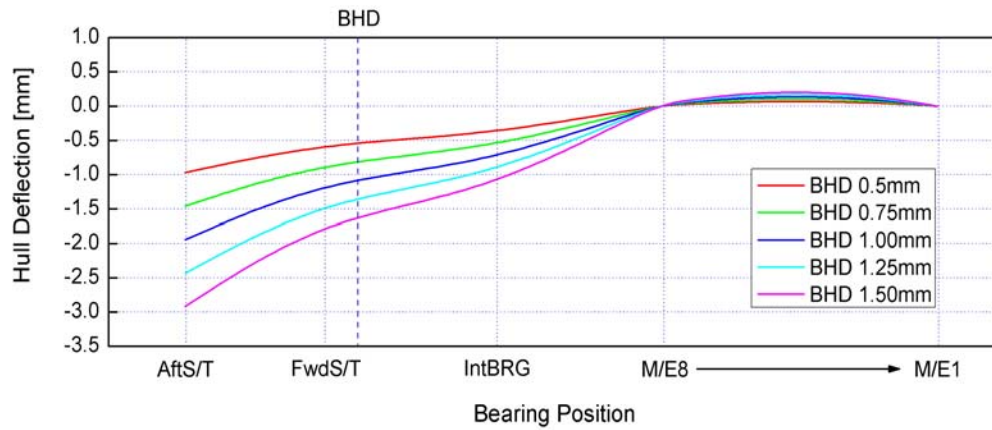


Fig. 4.13 Hull deflection approximate curves

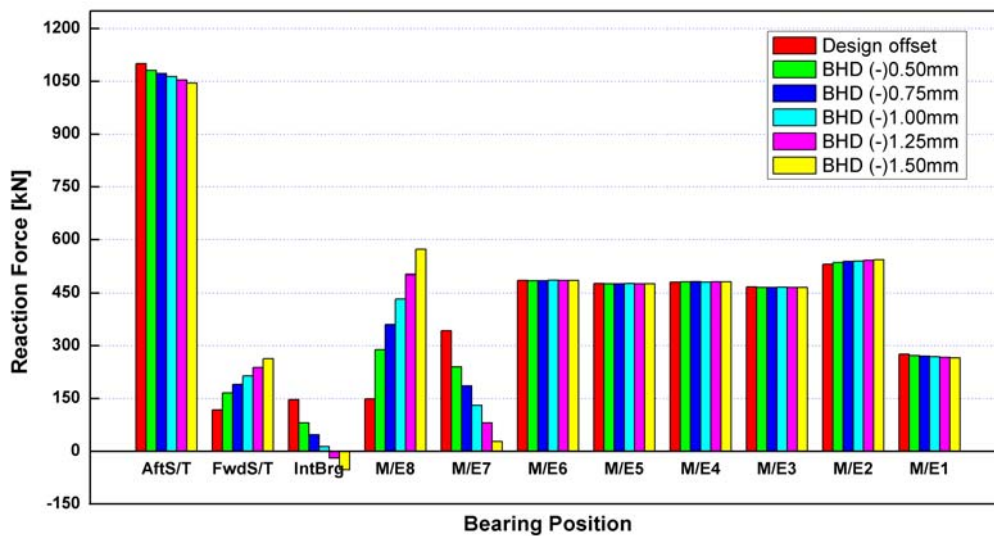


Fig. 4.14 Comparison of analyzed bearing reaction forces according to the hull deflection approximate curves

(3) 15만 9천톤급 원유 운반선 축계의 유연성 해석

15만 9천톤급 원유운반선의 일반사양은 Table 4.8과 같다. 이 선박의 메인 엔진은 MAN B&W사의 6S70MC-C 엔진이며, 마력은 91 rpm에서 25,320

BHP이다. 이 대상 선박은 프로펠러 직경이 8.2 m이고 축계 전체 길이가 25.241 m인 원유 운반선이다. Fig. 4.15은 축계 정렬 해석에 사용된 선박의 축계를 나타내고 있다. 본 선박의 축계는 선미관 베어링 2개, 중간축 베어링 1개 그리고 8개의 메인 엔진 베어링으로 구성되어 있다.

Fig. 4.15은 15만 9천톤급 원유운반선의 선체 변형 근사곡선을 구한 결과이다. Table 4.9은 15만 9천톤급 원유운반선의 선체 변형 근사곡선을 통해 구한 베어링의 읍셋을 좌표 변환하여 선체 변형 근사값에 설계 베어링 읍셋을 고려하여 구한 것이다. Fig. 4.17는 Table 4.9의 근사값을 이용하여 15만 9천톤급 원유운반선의 선체 변형이 베어링 반력에 미치는 영향을 해석한 결과를 나타내고 있다. Fig. 4.17를 분석해 보면 이 선박의 축계는 해석을 고려한 선체 변형량에 따라 베어링 반력에 차이가 있음을 알 수 있다. 선미관 후부 베어링과 1번, 6번 그리고 7번 메인 엔진 베어링의 반력값은 선체 변형이 커질수록 값이 작아지는 경향이 있다. 5번에서 3번까지의 메인 엔진 베어링은 그 크기 변화가 작아 축계 정렬 해석에 영향을 주지 않는다. 8번과 2번 메인 엔진 베어링은 변화량에 비례하여 커지는 경향이 있지만 Table 4.2의 허용치 아래에 있다. 가장 문제가 되는 것은 중간축 베어링으로 선체 변형량이 (-)0.75 mm부터 베어링 반력이 작용하지 않는다. 따라서 32만톤급 원유 운반선은 BHD기준으로 선체 변형이 (-)0.50 mm까지 축계 정렬 유연성을 가진다고 평가할 수 있다.

Table 4.8 Specifications of the propulsion shaft(3)

Vessel Type	159,000 DWT Crude Oil Carrier
Main Engine	B&W 6S70MC-C, MCR 25,320BHP at 91rpm
Crankshaft Dia.(OD/ID)	840 [mm]/ 150 [mm]
Intermediate Shaft Dia.	590 [mm]
Propeller Shaft Dia.	655 [mm]
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 8200 [mm]

Table 4.9 Hull deflection approximate value

Bearing	Design offset (mm)	Hull deflection at BHD (mm)				
		0.5	0.75	1	1.25	1.5
Aft. S/T	0.000	-0.778	-1.167	-1.555	-1.944	-2.333
Fwd. S/T	0.000	-0.510	-0.765	-1.020	-1.275	-1.530
Int. Brg.	-2.300	-2.600	-2.749	-2.899	-3.049	-3.199
M/E Brg.8	-2.710	-2.710	-2.710	-2.710	-2.710	-2.710
M/E Brg.7	-2.710	-2.662	-2.638	-2.615	-2.591	-2.567
M/E Brg.6	-2.710	-2.621	-2.576	-2.532	-2.487	-2.443
M/E Brg.5	-2.710	-2.599	-2.544	-2.489	-2.433	-2.378
M/E Brg.4	-2.710	-2.597	-2.541	-2.485	-2.429	-2.372
M/E Brg.3	-2.710	-2.615	-2.568	-2.520	-2.473	-2.426
M/E Brg.2	-2.710	-2.653	-2.624	-2.596	-2.567	-2.538
M/E Brg.1	-2.710	-2.710	-2.710	-2.710	-2.710	-2.710

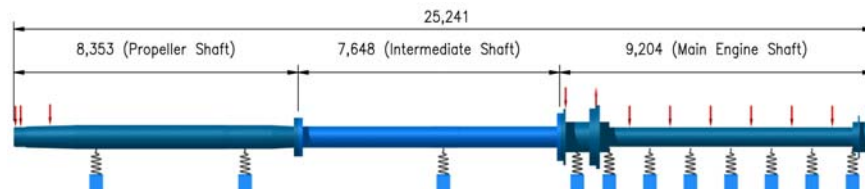


Fig. 4.15 Shafting system of 159,000 DWT crude oil carrier

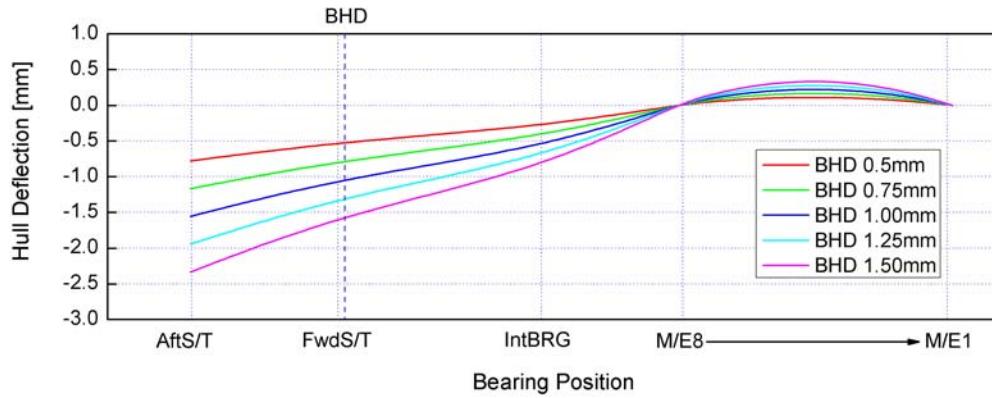


Fig. 4.16 Hull deflection approximate curves

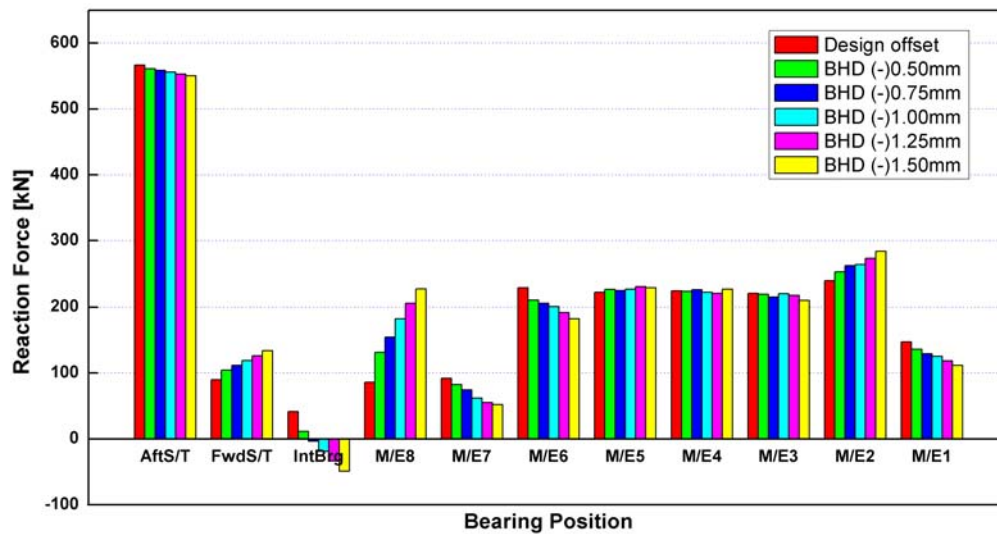


Fig. 4.17 Comparison of analyzed bearing reaction forces according to the hull deflection approximate curves

(4) 4만 6천톤급 석유/화학 운반선 축계의 유연성 해석

4만 6천톤급 석유/화학 운반선의 일반사양은 Table 4.10과 같다. 이 선박의 메인 엔진은 MAN B&W사의 6S90MC-C 엔진이며 마력은 76 rpm에서 40,000 BHP이고, 프로펠러 직경은 9.9 m인 4만 6천톤급 석유/화학 운반선이

다. Fig. 4.18은 이 선박의 축계 계산 과정에 사용된 축계를 나타내며, 총 길이는 32.173 m이다. Fig. 4.18에서 알 수 있듯이 프로펠러축은 2개의 베어링, 중간축은 1개의 베어링, 메인 엔진 축은 8개의 베어링으로 지지되어 있다.

Fig. 4.19은 4만 6천톤급 석유/화학 운반선의 선체 변형 근사곡선을 보여주고 있다. Table 4.11은 4만 6천톤급 석유/화학 운반선의 선체 변형 근사곡선을 통해 구한 베어링의 옅셋을 좌표 변환하여 나온 선체 변형 근사값에 설계 베어링 옅셋을 고려하여 구한 것이다.

Fig. 4.20은 Table 4.11의 근사값을 이용하여 4만 6천톤급 석유/화학 운반선의 축계 정렬 해석 시에 선체 변형에 따른 베어링 반력의 해석 결과이다. Fig. 4.20을 분석해 보면 이 선박의 축계는 선체 변형량에 따라 베어링 반력에 차이가 있음을 알 수 있다. 선미관 전부 베어링과 1번, 6번 메인 엔진 베어링의 반력값은 선체 변형이 커질수록 값이 작아지는 경향이 있다. 6번에서 3번까지의 메인 엔진 베어링은 그 크기 변화가 작아 축계 정렬 해석에 영향을 주지 않는다. 2번과 7번 메인 엔진 베어링은 변화량에 비례하여 커지는 경향을 보여주고 있으나 Table 4.2의 허용치 아래에 있다. 가장 문제가 되는 것은 8번 최후부 메인 엔진 베어링으로 선체 변형량이 (-)1.25 mm부터 베어링 반력이 작용하지 않는다. 따라서 4만 6천톤급 석유/화학 운반선은 BHD기준으로 선체 변형이 (-)1.00 mm까지 축계 정렬 유연성을 가진다고 할 수 있다.

Table 4.10 Specifications of the propulsion shaft(4)

Vessel Type	46,000 DWT Product/Chemical Tanker
Main Engine	B&W 6S50MC, MCR 11,500 BHP at 127rpm
Crankshaft Dia.(OD/ID)	560 [mm]/ 80 [mm]
Intermediate Shaft Dia.	410 [mm]
Propeller Shaft Dia.	470 [mm]
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 5800 [mm]

Table 4.11 Hull deflection approximate value

Bearing	Design offset (mm)	Hull deflection at BHD (mm)				
		0.5	0.75	1	1.25	1.5
Aft. S/T	0.000	-0.682	-1.022	-1.363	-1.704	-2.045
Fwd. S/T	0.000	-0.524	-0.786	-1.048	-1.311	-1.573
Int. Brg.	-2.020	-2.215	-2.312	-2.410	-2.507	-2.604
M/E Brg.8	-3.500	-3.500	-3.500	-3.500	-3.500	-3.500
M/E Brg.7	-3.500	-3.482	-3.473	-3.464	-3.455	-3.446
M/E Brg.6	-3.500	-3.468	-3.451	-3.435	-3.419	-3.403
M/E Brg.5	-3.500	-3.460	-3.440	-3.420	-3.400	-3.380
M/E Brg.4	-3.500	-3.460	-3.439	-3.419	-3.399	-3.379
M/E Brg.3	-3.500	-3.466	-3.449	-3.432	-3.415	-3.398
M/E Brg.2	-3.500	-3.480	-3.469	-3.459	-3.449	-3.439
M/E Brg.1	-3.500	-3.500	-3.500	-3.500	-3.500	-3.500

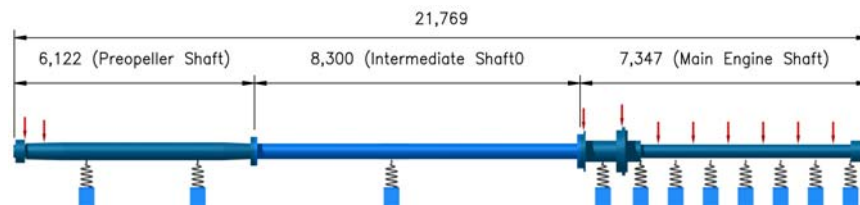


Fig. 4.18 Shafting system of 46,000 DWT product/chemical tanker

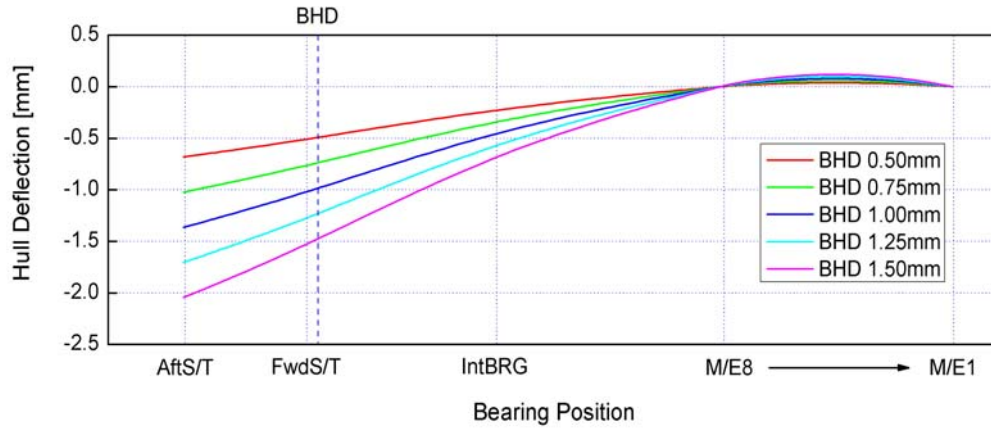


Fig. 4.19 Hull deflection approximate curves

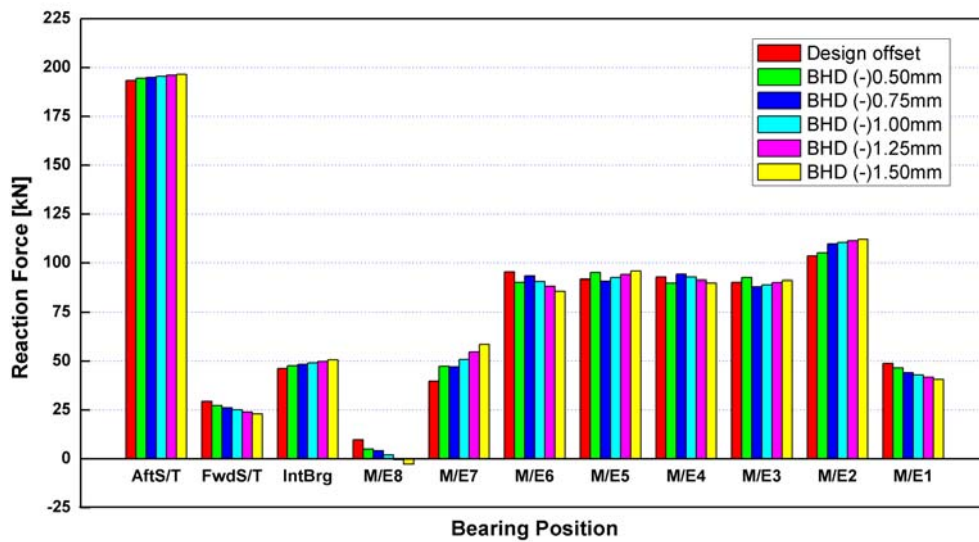


Fig. 4.20 Comparison of analyzed bearing reaction forces according to the hull deflection approximate curves

(5) 10만 5천톤급 정유 운반선 축계의 유연성 해석

10만 5천톤급 정유 운반선의 일반사양은 Table 4.12와 같다. 이 선박의 메인 엔진은 MAN B&W사의 7S60MC-C 엔진이며 105 rpm에서 21,490 BHP이다. 프로펠러 직경은 7.45 m 이고, 축계 전체 길이는 25.905 m이다.

Fig. 4.21은 이 선박의 축계 정렬 해석에 사용된 축계를 나타내고 있다. 이 축계는 선미관 베어링 2개, 중간축 베어링 1개, 메인 엔진 베어링 9개로 구성되어 있다.

Fig. 4.22은 10만 5천톤급 정유 운반선의 선체 변형 근사곡선을 보여주고 있다. Table 4.13는 10만 5천톤급 정유 운반선의 선체 변형 근사곡선을 통해 구한 베어링의 읍셋을 좌표 변환하여 나온 선체 변형 근사값에 설계 베어링 읍셋을 고려하여 구한 것이다.

Fig. 4.23은 Table 4.12의 근사값을 이용하여 10만 5천톤급 정유 운반선의 축계 정렬 해석 시에 선체 변형에 따른 베어링 반력 해석 결과를 나타내고 있다. Fig. 4.23를 분석해 보면 이 선박의 축계는 선체 변형량에 따라 베어링 반력에 차이가 있음을 알 수 있다. 그러나 베어링 반력의 차이는 Table 4.2의 허용치 모두 만족하고 있다.

10만 5천톤급 정유 운반선의 축계 정렬 유연성의 한계점을 검토하기 위하여 선체 변형 근사곡선을 다시 (-)0.5 mm에서 0.25 mm씩 감소 시켜(-)2.50 mm까지 아홉 가지 경우로 해석하였다. Fig. 4.24는 10만 5천톤급 정유 운반선의 선체 변형 근사곡선을 (-)2.50 mm까지 고려한 것을 보여주고 있다.

Fig. 4.25는 Table 4.13의 근사값을 이용하여 10만 5천톤급 정유 운반선의 축계 정렬 해석 시에 선체 변형에 따른 베어링 반력 해석 결과를 나타내고 있다.

이 결과를 검토해 보면 가장 문제가 되는 것은 전부 선미관 베어링으로 선체 변형이 (-)2.00 mm까지 영향을 미치지 않지만 (-)2.25 mm부터 베어링 반력이 작용하지 않는다. 따라서 10만 5천톤급 정유 운반선은 BHD기준으로 선체 변형이 (-)2.00 mm까지 축계 정렬 유연성을 가진다고 평가할 수 있다.

10만 5천톤급 정유 운반선의 축계 정렬의 설계는 다른 선박과는 하나의 차이점이 있다. 선미관 후부 베어링의 읍셋 값이 일반적으로 0 mm의 읍셋 값을 가지고 있지만 본선의 경우는 선미관 후부 베어링에서 (-)읍셋 값을 가지고

있다. 선미관 후부 베어링에서의 옵션 조정에 의해서 축계 정렬의 유연성이 증가하였다고 생각된다.

Table 4.12 Specifications of the propulsion shaft(5)

Vessel Type	105,000 DWT Product Carrier
Main Engine	B&W 7S60MC-C, MCR 21,490BHP at 105rpm
Crankshaft Dia.(OD/ID)	720 [mm]/ 115 [mm]
Intermediate Shaft Dia.	510 [mm]
Propeller Shaft Dia.	760 [mm]
Propeller	4 blade fixed pitch, Dia. 7450 [mm]

Table 4.13 Hull deflection approximate data

Bearing	Design offset (mm)	Hull deflection at BHD (mm)				
		0.5	0.75	1	1.25	1.5
Aft. S/T	-0.145	-0.767	-1.078	-1.390	-1.701	-2.012
Fwd. S/T	0.000	-0.513	-0.770	-1.027	-1.283	-1.540
Int. Brg.	-1.000	-1.203	-1.305	-1.406	-1.508	-1.609
M/E Brg.9	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650
M/E Brg.8	-1.650	-1.610	-1.635	-1.630	-1.624	-1.619
M/E Brg.7	-1.650	-1.578	-1.622	-1.613	-1.603	-1.594
M/E Brg.6	-1.650	-1.558	-1.614	-1.603	-1.591	-1.579
M/E Brg.5	-1.650	-1.551	-1.612	-1.599	-1.586	-1.573
M/E Brg.4	-1.650	-1.557	-1.614	-1.602	-1.590	-1.578
M/E Brg.3	-1.650	-1.575	-1.621	-1.611	-1.602	-1.592
M/E Brg.2	-1.650	-1.606	-1.633	-1.627	-1.622	-1.616
M/E Brg.1	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650

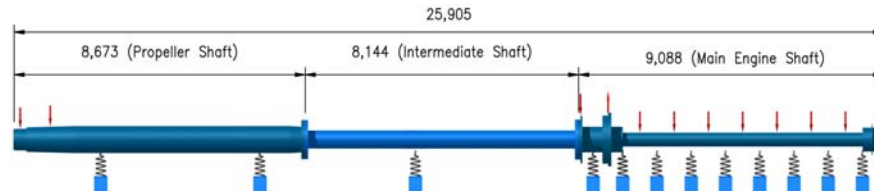


Fig. 4.21 Shafting system of 105,000 DWT product carrier

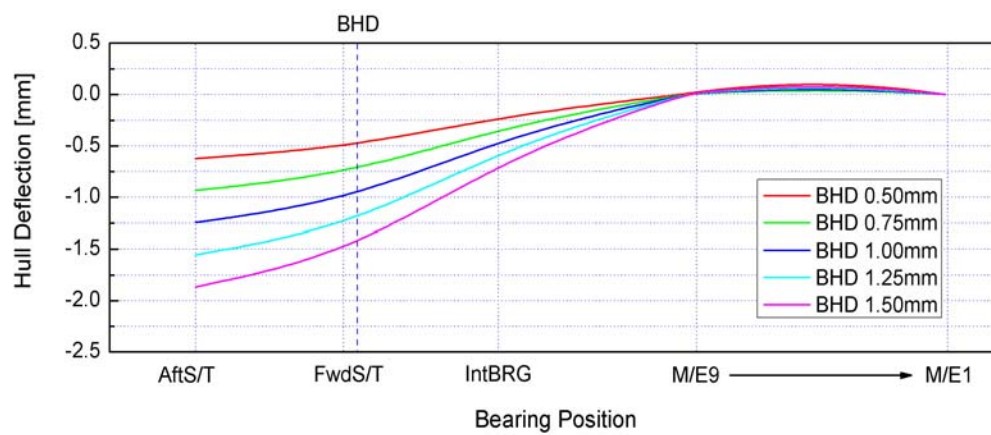


Fig. 4.22 Hull deflection approximate curves

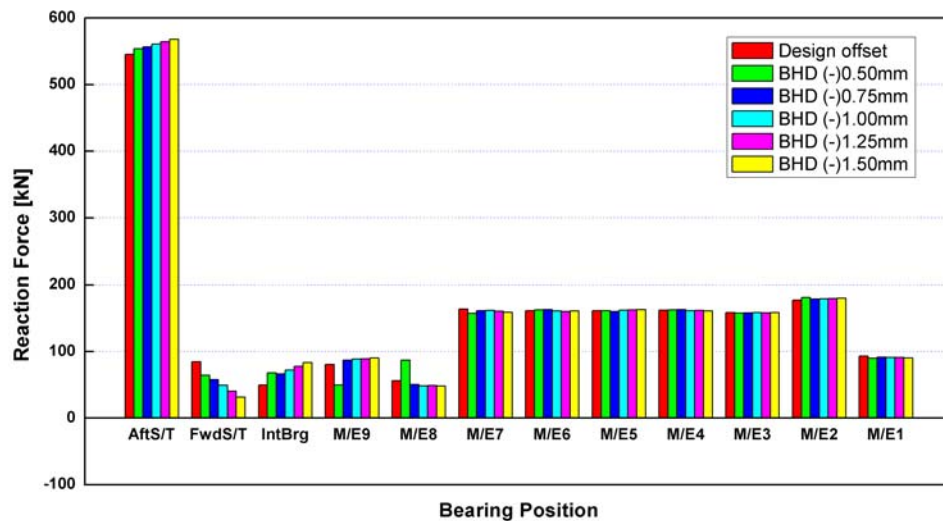


Fig. 4.23 Comparison of analyzed bearing reaction forces according to the hull deflection approximate curves

Table 4.14 Hull deflection approximate data

Bearing	Hull deflection at BHD (mm)								
	0.5	0.75	1	1.25	1.5	1.75	2	2.25	2.5
Aft. S/T	-0.767	-1.078	-1.390	-1.701	-2.012	-2.323	-2.634	-2.945	-3.256
Fwd. S/T	-0.513	-0.770	-1.027	-1.283	-1.540	-1.796	-2.053	-2.310	-2.566
Int. Brg	-1.203	-1.305	-1.406	-1.508	-1.609	-1.711	-1.812	-1.914	-2.016
M/E Brg.9	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650
M/E Brg.8	-1.610	-1.635	-1.630	-1.624	-1.619	-1.614	-1.609	-1.604	-1.599
M/E Brg.7	-1.578	-1.622	-1.613	-1.603	-1.594	-1.585	-1.576	-1.566	-1.557
M/E Brg.6	-1.558	-1.614	-1.603	-1.591	-1.579	-1.567	-1.555	-1.543	-1.531
M/E Brg.5	-1.551	-1.612	-1.599	-1.586	-1.573	-1.561	-1.548	-1.535	-1.522
M/E Brg.4	-1.557	-1.614	-1.602	-1.590	-1.578	-1.566	-1.554	-1.542	-1.530
M/E Brg.3	-1.575	-1.621	-1.611	-1.602	-1.592	-1.582	-1.573	-1.563	-1.553
M/E Brg.2	-1.606	-1.633	-1.627	-1.622	-1.616	-1.610	-1.605	-1.599	-1.593
M/E Brg.1	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650	-1.650

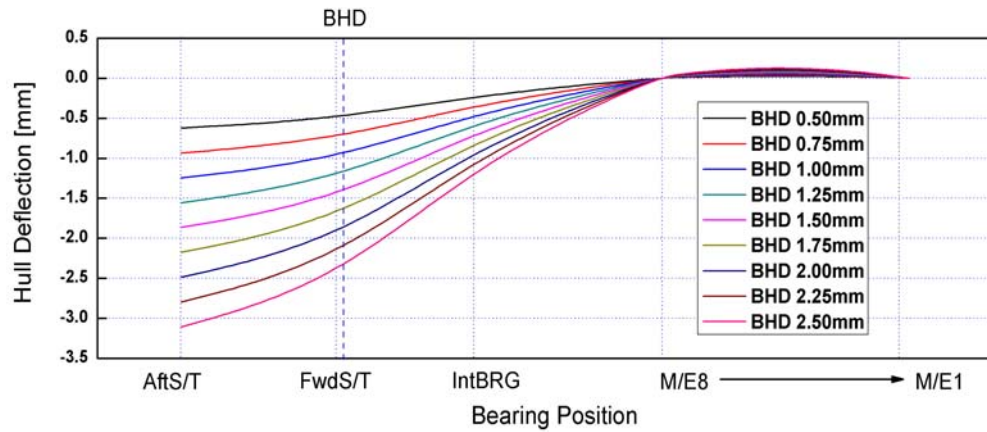


Fig. 4.24 Hull deflection approximate curves

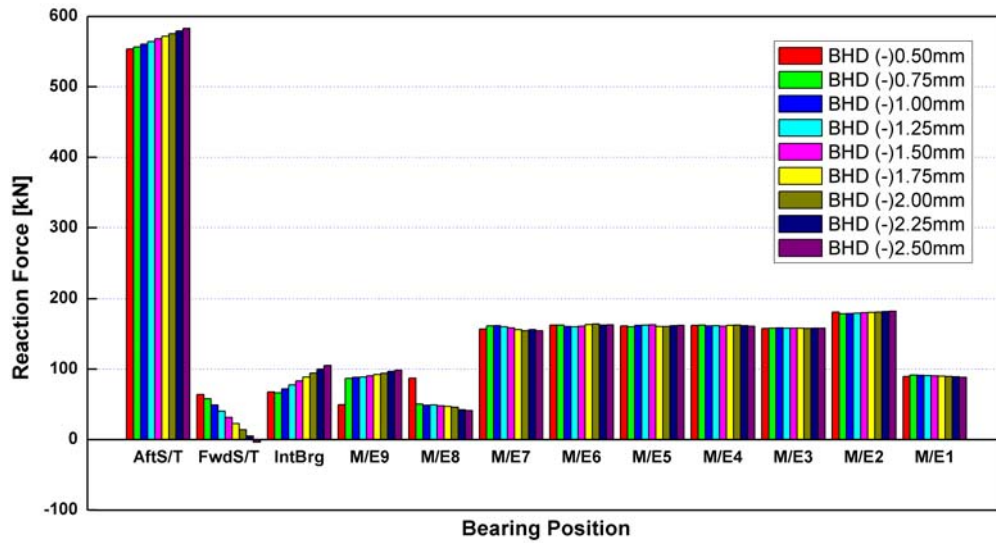


Fig. 4.25 Comparison of analyzed bearing reaction forces according to the hull deflection approximate curves

제 5 장 결 론

일반적으로 추진축계 정렬은 후부 선미관 베어링의 선미쪽 끝부분에 작용하는 하중을 완화하는데 목적을 두고 설계하고 있다. 그런데 최근에 선박이 대형화되고, 엔진출력이 증가함에 따라 추진축계 베어링의 손상이 증가하는 경향이 있다. 최근에 건조되는 선박을 보면 메인 엔진을 포함한 기관실 이중저는 선체 최적화에 의해 두께가 얇아져 변형이 쉬운 반면, 추진축계는 엔진의 고출력화로 인한 축경의 증가로 변형하기가 어렵기 때문에 추진축은 선체의 변형을 추종하기 곤란하게 되어 중간축 베어링, 선미관 베어링 및 메인 엔진 베어링의 손상이 증가하고 있다.

추진축계의 정렬 해석에 선체 변형을 고려하는 방법으로는 크게 유한요소해석과 같은 해석적인 방법과 측정 결과를 역분석하여 평가하는 방법이 있다. 그러나 이들 방법은 베어링 반력 평가에 많은 시간과 비용을 필요로 하고 여러 가지 운항 적재조건 및 해상 상태에 따라 선체 변형 형태가 달라질 수 있으므로 적용하기에는 한계가 있다.

본 연구에서는 축계 정렬 해석 시에 선체 변형에 따른 축계 정렬의 유연성을 평가하는 방법을 제시하였다. 또한 이 결과를 실제 축계에 적용하여 ANSYS로 해석하고 선체 변형이 축계의 베어링 반력에 어떻게 영향을 주고 있으며 실제의 실선 축계가 어느 정도의 선체 변형까지 추종 가능한지를 평가하였다. 이 결과를 요약하여 정리하면 다음과 같다.

1) 선체 변형 경향을 나타내는 근사곡선을 구하는 방법 등을 제시하였으며 이를 축계 정렬 해석에 적용하여 선체 변형이 베어링 반력에 어떻게 영향을 미치는지 확인하였다.

2) 본 연구에서 검토한 실선 축계의 정렬 해석에서 중간축 베어링과 최후부

메인 엔진 베어링이 선체 변형에 가장 민감하게 반응하고 있음을 알 수 있었다.

3) 최후부 메인 엔진 베어링은 선체 변형이 증가함에 따라 베어링 반력도 증가하는 경향을 보이고 있으므로 최후부 메인 엔진 베어링의 반력을 최소화하도록 축계 정렬을 행하는 것이 유리함을 확인하였다.

4) 일반적인 축계 정렬에서는 선미관 베어링 옵셋의 기준을 영점으로 하고 있다. 하지만 10만 5천톤급 정유 운반선과 같이 선미관 후부 베어링 옵셋을 기준으로부터 선저방향으로 처지는 값을 가지는 경우에 축계 정렬에서 높은 유연성을 가짐을 확인하였다.

본 연구에서는 선박 설계 단계에서 고려할 수 있는 축계 정렬 유연성 평가 방법을 제시하였다. 그리고 이 연구 성과를 신조선 건조 시 설계된 축계에 적용하면 선체 변형에 추진축계가 어떻게 추종하는지를 평가할 수 있을 것으로 판단되며 또한 추진축계의 유연성을 높이기 위한 최적의 방안을 마련할 수 있을 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

- [1] Rudolph Michel, "A Quarter Century of Propulsion Shafting Design Practice and Operating Experience in the U.S. Navy" Naval Engineers Journal, Feb. 1959, p. 153.
- [2] Anderson H. C. et al., "Considerations in the Design of Marine Propulsion System", SNAME, Vol. 67, 1959.
- [3] Anderson H. C., Zrodowski, J. J., et al. "Coordinated Alignment of Line Shaft, Propulsion gear, and Turbines" SNAME, Trans. 67(1959), pp. 449~523.
- [4] Lehr W.E., et al., "Considerations in the Design of Marine Propulsion Shaft System", SNAME, Vol. 69, 1961. p. 555.
- [5] Graeme Mann, "Design of Propulsion Shaft Systems Using Fair Curve Alignment Theory", Naval Engineers Journal, Dec. 1964, p. 851.
- [6] Graeme Mann, "Analysis of Shafting Problems Using Fair Curve Alignment Theory", Naval Engineers Journal, Feb. 1965, p. 117.
- [7] Graeme Mann, "Shipyard Alignment of Propulsion Shafting Using Fair Curve Alignment Theory", Naval Engineers Journal, Aug. 1965, p. 651.
- [8] Rolf Kvamsdal, "Shaft Alignment Part 1", European Shipbuilding, 1961, p. 12.
- [9] Rolf Kvamsdal, "Shaft Alignment Part 2", European Shipbuilding, 1969, p. 20.
- [10] Wilkin T.A., et al., "Some Theoretical and Practical Aspects of Shaft Alignment", IMAS 73, Group 9.
- [11] Mott I. K., et al., "Design Aspects of Marine Propulsion Shafting Systems", Inst. Mar. Engrs. Trans. Vol. 79. June 1967, p. 177.
- [12] 신상훈, 정주모, 최익홍, "선박추진축 선미 베어링 압력 분포 해석", Proceedings of the Annual Autumn Meeting, SNAK, Gyeongju, 30 Oct.

2003.

- [13] 강동춘, 박건우, 김경호, “초대형 컨테이너선의 축계 정렬 계산 사례 소개”, 대한조선학회 특별 논문집, 2005년 6월, pp. 138~143.
- [14] DnV, "Calculation of Shafts in Marine Applications" Classification Notes, No. 41.4, May 2002.
- [15] V. M. Kozousek and P. G. Davies, “Analysis and Survey Procedures of Propulsion Systems: Shaft Alignment”, LR Technical Association: Paper No. 5, Session 1999-2000.
- [16] American Bureau of Shipping, "Guidance Notes on Propulsion Shafting Alignment", April 2004.
- [17] Davor Sverko, "Hull Deflections Shaft Alignment Interaction, a Case Study", Proceedings of the 7th International Symposium on Marine Engineering, Tokyo, October 24th to 28th, 2005.
- [18] Davor Sverko, "Investigation on Hull Deflection and Its Influence on Propulsion Shaft Alignment", SMTC&E; October 2005 - Houston.
- [19] Davor Sverko, "Shaft Alignment Optimization with Genetic Algorithms", SNAME Propellers and Shafting 2003 Symposium, Virginia Beach, October 2003.
- [20] 신장룡, 허주호, “선체 변형이 추진축계에 미치는 영향” 대한조선학회, 추계학술대회 논문집, 2002, pp. 428~431.
- [21] 신장룡, 허기선, 허주호 “추진축계에 대한 VLCC 선체 변형의 영향 평가”, 대한조선학회, 선박설계 연구회 논문집, 2002, pp. 177~182.
- [22] Davor Sverko, "Hull Deflections Shaft Alignment Interaction, a Case Study", Proceedings of the 7th International Symposium on Marine Engineering, Tokyo, October 24th to 28th, 2005.
- [23] Davor Sverko, "Investigation on Hull Deflection and Its Influence on Propulsion Shaft Alignment", SMTC&E; October 2005 - Houston.
- [24] Yong-Jin Lee, Ue-Kan Kim, “A Study on Hull Deflection and Shaft

- Alignment Interaction in VLCC”, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol.29, No.7, pp. 785~794, 2005(ISSN 1226-9549).
- [25] 이용진, 김의간, 살물선 축계의 굽힘모멘트와 베어링 반력을 이용한 선체 변형 해석, 한국마린엔지니어링학회 후기학술대회 논문집, 2005, pp. 5~6.
- [26] Yong-Jin Lee, Ue-Kan Kim, “A Study on Hull Deflection and Shaft Alignment Interaction in Oil Carrier”, International Symposium on Marine Engineering(ISMT) 2005(ISMT-CE-TS05), pp. 12~21.
- [27] DnV, "Calculation of Shafts in Marine Applications" Classification Notes, No. 41.4, May 2002.
- [28] 전효중, 이종원, “마트릭스계산에 의한 추진기축계배치의 계산에 관한 연구”, 한국해양대학교 논문집 제13권, 1978년 3월.
- [29] 문덕홍, 전효중, “삼연모먼트정리의 매트릭스계산에 의한 박용추진축계 배치계산에 관한 연구”, 한국기관학회지 제5권 1호, 1981.
- [30] 전효중, 박진길, 최재성, “유한요소법에 의한 박용기관축계장치의 최적배치에 관한 연구” 한국박용기관학회지, 제2권 1호, 1978.
- [31] Walter D. Pilkey, STRESS, STRAIN, AND STRUCTURAL MATRICES, John Wiley & Sons, Inc., pp.1343~1345, 1994.
- [32] 전효중, *동력전달장치*, 태화출판사, pp. 283-284, 1986.
- [33] 태성에스엔이 FEA사업부, *유한요소해석 입문과 선형해석*, (주)태성에스엔이, pp. 25~29, 2003.
- [34] Long, D.L., *Mechanics of Material*, Harper-Collins, New York, 1991.
- [35] Hsieh, Y. Y., *Elementary Theory of Structure*, 2nd ed., Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N. J., 1982.
- [36] Yong-Jin Lee, Ue-Kan Kim, “Hull Deflections Affecting on the Ship's Propulsion Shafting Alignment in 46K Oil/Chemical Carrier”, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol.30 No.7, Nov. 2006, pp. 800~807